



TUGAS AKHIR - TM141585

# **THERMAL DESAIN CCCW HEAT EXCHANGER PLTU DENGAN VARIASI KECEPATAN SISI PIPA DAN *BAFFLE* *SPACING* MENGGUNAKAN SOFTWARE DAN ANALISIS TEMODINAMIKA DAN PERPINDAHAN PANAS**

IKKI ADJI DHARMA  
NRP. 02111645000042

Dosen Pembimbing  
Bapak Prof.Dr.Ir.PRABOWO, M.Eng

Departemen Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2018



## **TUGAS AKHIR - TM141585**

# **THERMAL DESIGN CCCW HEAT EXCHANGER PLTU DENGAN VARIASI KECEPATAN SISI PIPA DAN BAFFLE SPACING MENGGUNAKAN SOFTWARE DAN ANALISIS TERMODINAMIKA - PERPINDAHAN PANAS**

Ikki Adji Dharma  
02111645000042

Dosen Pembimbing:  
Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya  
2018

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*





## **FINAL PROJECT - TM141585**

# **THERMAL DESIGN CCCW HEAT EXCHANGER WITH VELOCITY INLET PIPE AND BAFFLE SPACING VARIATION BY THERMODYNAMICS - HEAT TRANSFER ANALYSIS AND SOFTWARE**

Ikki Adji Dharma  
02111645000042

Advisor:  
Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng

DEPARTMENT MECHANICAL ENGINEERING  
Faculty of Industrial Technology  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya  
2018



DESIGN CCCW HEAT EXCHANGER DENGAN  
VARIASI KECEPATAN SISI PIPA DAN BAFFLE  
SPACING MENGGUNAKAN SOFTWARE DAN  
ANALISA TERMODINAMIKA PERPINDAHAN  
PANAS

**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada  
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

**IKKI ADJI DHARMA**

**NRP. 021116 45 000042**

Disetujui oleh  **Prof. Dr. Ir. Prabowo, M.Eng** Akhir :

1. **Prof. Dr. Ir. Prabowo, M.Eng** (Pembimbing)  
NIP. 196505051990031001
2. **Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widomo, M.Eng** (Penguji I)  
NIP. 195312191981031001
3. **Ary Bachtiar Krishna Putra, ST, MT, PTT** (Penguji II)  
NIP. 197105241997021001
4. **Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng** (Penguji III)  
NIP. 195310191979031003

**SURABAYA**

**JULI, 2018**





# THERMAL DESIGN CCCW HEAT EXCHANGER PLTU DENGAN VARIASI KECEPATAN SISI PIPA DAN BAFFLE SPACING MENGGUNAKAN SOFTWARE DAN ANALISIS TERMODINAMIKA - PERPINDAHAN PANAS

**Nama** : Ikki Adji Dharma  
**NRP** : 02111645000042  
**Jurusan / Fakultas** : Teknik Mesin / Fakultas Teknologi Industri  
**Dosen Pembimbing** : Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng

## ABSTRAK

*Open Cycle Cooling Water (OCCW)* merupakan sistim pendingin yang menggunakan air laut sebagai media pendingin dengan laju aliran massa sebesar 750 ton/hr, system ini berfungsi untuk mendinginkan tiga komponen yaitu *CCCW Heat Exchanger*, *H<sub>2</sub> Generator* dan *Lube Oil Cooler*. Pada saat operasi *CCCW Heat Exchanger* tidak mampu mengakomodasi beban pendinginan dari ketiga komponen tersebut karena instalasi perpipaan yang memiliki diameter kecil. Oleh karena itu didesain *heat exchanger* yang akan mengakomodasi beban pendinginan *CCCW Heat Exchanger*, *H<sub>2</sub> Generator* dan *Lube Oil Cooler*. Proses redesign *CCCW HE* diawali dengan menghitung cooling load total, *sizing* dan *overall heat transfer coefficient* lalu dilakukan Analisis *pressure drop* di sisi *tube* dan *shell* secara teoritis maupun dengan *software* desain.

Pada proses desain heat exchanger dilakukan variasi kecepatan dan baffle spacing dengan tujuan untuk mengetahui pengaruh dari perubahan parameter tersebut terhadap dimensi dan performa heat exchanger. Dari variasi tersebut akan di Analisis untuk diketahui kecepatan dan *baffle spacing* optimal. Variasi kecepatan yang digunakan adalah 0,5 m/s, 1 m/s, 1,5 m/s dan 2 m/s, sedangkan variasi baffle spacing sebesar 800 mm, 900 mm 1000mm dan 1100 mm

Dari hasil perhitungan diketahui bahwa kecepatan akan meningkatkan koefisien konveksi sisi dalam secara linier dan pressure drop secara eksponential, peningkatan koefisien sisi dalam akan menyebabkan meningkatnya overall heat transfer dan menurunnya luasan perpindahan panas. Semakin besar baffle spacing memberikan dampak menurunnya koefisien konveksi sisi luar dan mnurunnya pressure drop sisi dalam. Dari kedua variasi tersebut didapat nilai dimensi utama (optimal) dengan panjang 6,98 meter, jumlah tube 1125, diameter shell 1,6 meter dan baffle spacing 900 mm pada saat kecepatan 1 m/s dan baffle spacing 900 mm.

**Kata kunci:** *CCCW HE, H<sub>2</sub> Generator Cooler , Luber Oil Cooler, Seawater , Demineral Water Overall Heat Transfer Coefficient, Pressure Drop, Shell and Tube*

**Thermal Design CCCW Heat Exchanger with Velocity inlet  
pipe and Baffle Spacing Variation by Thermodynamics -  
Heat Transfer Analysis and Software**

<b>Name</b>	<b>: Ikki Adj Dharma</b>
<b>NRP</b>	<b>: 02111645000042</b>
<b>Departement / Faculty</b>	<b>: Mechanical Engineering</b>
<b>Supervisor</b>	<b>: Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo,</b>
<b>M.Eng</b>	

**ABSTRACT**

*Open cycle cooling water (OCCW) is a cooling system which use sea water as cooler media with the mass flow rate of 759 ton/hr, this system have a main function to cooling three main component which is called CCCW heat exchanger, H2 generator and lube oil cooler. In the actual condition, CCCW heat exchanger cannot handle the heat load of those three component because of small piping diameter in piping installation. Therefore a new heat exchanger will be designed to cover the heat load of CCCW heat exchanger, H2 generator and lube oil cooler. The design process of CCCW HE start by calculating the total heat load, sizing and heat transfer coefficient. Then, pressure drop in tube and shell side will be analyze by theoretical calculation or software simulation.*

*In the heat exchanger design process, there will be velocity and baffle spacing variation. The purpose of this variation is to acknowledge us about the effect of those variation to the heat exchanger dimension and performance. From that variation, analyzing process will be done to get the most optimal result.*

*From the calculation result, we can conclude that if the velocity increase, the convection coefficient will be linierly increase and the pressure drop will be exponentially increase. The increase of convection coefficient will effect the overall heat transfer coefficient (it will be increase) and the heat transfer area will be decrease. If the baffle spacing become larger, the convection coefficient and pressure drop of the shell side will be decrease. From the two variation, the most optimum dimension is*

*when the HE have tube length of 6,98 meter, tube count of 1125, side diameter of 1,6 meter and baffle spacing of 900 mm.*

***Key word: Overall heat transfer coefficient, Pressure Drop, Shell and Tube, Lube Oil Cooler , H<sub>2</sub> Generator Cooler , CCCW***

## **KATA PENGANTAR**

Segala Puji dan Syukur penulis panjatkan sepenuhnya kepada Allah SWT, karena atas berkah dan izin-Nya tugas akhir ini dapat terselesaikan. Penulis sangat menyadari bahwa keberhasilan dalam penulisan tugas akhir ini tak lepas dari dukungan dan bantuan berbagai pihak. Melalui kesempatan ini penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih kepada pihak-pihak yang telah banyak membantu dan mendukung baik secara moril maupun materiil dalam proses penyelesaian tugas akhir ini, antara lain:

1. Bapak Ibu tercinta dan Keluarga yang senantiasa memberi dukungan dan doa hingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini.
2. Bapak Prof.Dr.Ir.Prabowo, M.Eng , selaku dosen pembimbing tugas akhir yang selalu memberikan saran, motivasi, dan ilmu-ilmu yang sangat bermanfaat bagi penulis. Terima kasih atas kesabarannya selama membimbing penulis.
3. Bapak Prof.Dr.Ir.Djarmiko Ichsan, M.Eng. Bapak Dr.Ir.Budi Utomo Kukuh Widodo, ME, Bapak Ary Bachtiar Putera ST, M.T, Ph.D, selaku dosen penguji tugas akhir penulis, terima kasih telah meluangkan waktunya dan atas saran-saran yang telah diberikan.
4. Sahabat laboratorium Rekayasa Thermal yang memberikan semangat penulis.
5. Seluruh civitas akademika Teknik Mesin ITS yang Baik dan Ramah.
6. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan oleh penulis.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini, oleh karena itu saran dan masukan dari semua pihak sangat penulis harapkan. Penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## DAFTAR ISI

<b>ABSTRAK .....</b>	<b>v</b>
<b>ABSTRACT .....</b>	<b>vii</b>
<b>KATA PENGANTAR.....</b>	<b>ix</b>
<b>DAFTAR ISI.....</b>	<b>xi</b>
<b>DAFTAR GAMBAR.....</b>	<b>xv</b>
<b>DAFTAR TABEL .....</b>	<b>xvii</b>
<b>BAB I PENDAHULUAN.....</b>	<b>1</b>
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah .....	3
1.3 Tujuan .....	3
1.4 Batasan Masalah.....	3
1.5 Manfaat .....	4
<b>BAB II TINJAUAN PUSTAKA .....</b>	<b>5</b>
2.1. Penelitian Terdahulu .....	5
2.1.1 Comparison of Shell and Tube Heat Exchanger using Theoretical Methods, HTRI, ASPEN and SOLIDWORKS simulation softwares.....	5
2.2.1 Performance of Shell and Tube Heat Exchangers with Varying Tube Layouts.....	9
2.2. <i>Shell and Tube heat exchanger</i> .....	15
2.2.1 Tipe Shell .....	16
2.2.2 Tipe <i>Tube Bundle</i> .....	18
2.2.3 <i>Tube Layouts</i> .....	18
2.1.4 Lалан Pipa .....	19
2.2.5 Bahan pipa .....	20
2.2.6 Baffle .....	22
2.3. Analisis termodinamika .....	24
2.3.1 Control volume pada kondisi <i>steady state</i> .....	24
<i>Energi balance</i> .....	25
2.4. Analisis Perpindahan Panas.....	26

2.4.1 Perpindahan Panas Pada Sisi <i>Shell</i> .....	26
2.4.2 Perpindahan Panas Pada Sisi <i>Tube</i> .....	28
2.4.3 Perancangan Menggunakan Metode LMTD .....	29
2.5. Penurunan Tekanan pada CCCW <i>Heat Exchanger</i> .....	33
2.5.1 Penurunan tekanan di sisi <i>shell</i> .....	33
2.5.2 Penurunan tekanan di sisi <i>tube</i> .....	35
2.6. Perencanaan CCCW <i>Heat Exchanger</i> .....	36
2.7. Perancangan Menggunakan Aspen Software .....	36
<b>BAB III METODOLOGI .....</b>	<b>39</b>
3.1 Metodologi Penelitian .....	39
3.2 Sekilas Heat exchanger CCCW PLTU .....	40
3.3 Pengumpulan Data .....	42
3.4 Proses Perancangan CCCW Heat Exchanger .....	49
3.4.1 Perancangan CCCW Heat Exchanger dengan <i>Software</i> .....	49
3.4.2 Perancangan CCCW heat exchanger dengan Metode LMTD.....	50
3.5 Diagram Alir .....	52
3.5.1 Diagram alir proses.....	52
3.5.2 Flowchart Perhitungan Sizing dan Overall Heat Transfer Coefficient .....	53
3.5.3 Flowchart Perhitungan Pressure Drop di sisi Tube dan Shell .....	60
<b>BAB IV ANALISIS DAN PEMBAHAS .....</b>	<b>63</b>
4.1 Kajian Cooling Load System CCCW .....	63
4.1.1 Cooling Load dari Lube Oil Cooler .....	63
4.1.2 Cooling Load dari CCCW system .....	65
4.1.3 Cooling Load dari H <sub>2</sub> generator Cooler .....	66
4.1.4 Cooling Load Total system.....	68
4.1.5 Perancangan ulang system CCCW .....	69
4.2 Perancangan Heat Exchanger C dengan menggunakan LMTD method.....	70
4.2.1 Proses penentuan jumlah tube .....	72
4.2.3 Proses penentuan koefisien konveksi sisi dalam.....	74



4.2.4 Proses penentuan koefisien konveksi sisi luar.....	75
4.2.5 Proses penentuan Overall Heat Transfer.....	77
4.2.6 Penentuan luasan perpindahan panas .....	77
4.2.7 Penentuan Pressure Drop sisi pipa .....	78
4.2.7 Penentuan Pressure Drop sisi shell.....	78
4.2.8 Hasil perancangan berdasarkan variasi kecepatan...	80
4.3 Perancangan dengan menggunakan software.....	81
4.4 Pembahasan hasil grafik.....	85
4.4.1 Pembahasan grafik pengaruh perubahan kecepatan	85
4.4.2 Pembahasan grafik pengaruh perubahan baffle spacing .....	91
4.5 Analisis Biaya Investasi <i>CCW Heat Exchanger</i> .....	95
<b>BAB V KESIMPULAN .....</b>	<b>97</b>
<b>DAFTAR PUSTAKA.....</b>	<b>99</b>

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## DAFTAR GAMBAR

<b>Gambar 2.1</b> Perbandingan <i>overall heat transfer coefficient</i> berbagai metode .....	7
<b>Gambar 2.2</b> Perbandingan shell side outlet temperature berbagai metode.....	8
<b>Gambar 2.3</b> Perbandingan shell side temperature different berbagai metode .....	9
<b>Gambar 2.4</b> Velocity distribution pada mass flow rate 0,3 kg/s dengan potongan penampang melintang.....	11
<b>Gambar 2.5</b> Velocity distribution pada mass flow rate 0,3 kg/s dengan potongan penampang melintang.....	13
Gambar 2.6 <i>PID CCCW system</i> .....	14
Gambar 2.7 <i>PID OCCW PLTU</i> .....	15
<b>Gambar 2.8</b> Klasifikasi <i>Front end stationary, Shell dan Rear end head</i> <sup>[3]</sup> .....	17
<b>Gambar 2.9</b> U tube bundle shell and tube heat exchanger <sup>[3]</sup> .....	18
<b>Gambar 2.10</b> Fix tube bundle shell and tube heat exchanger <sup>[3]</sup> .....	18
Gambar 2.11 30°,45°,60° dan 90° tube layout <sup>[3]</sup> .....	19
Gambar 3.1 <i>Skema sederhana OCCW system saat ini</i> .....	42
Gambar 3.2 Information plate LTGZ Heat Exchanger A .....	44
Gambar 3.3 Information plate OCCW <i>pump</i> .....	45
Gambar 3.4 Information plate CCCW <i>pump</i> .....	46
Gambar 3.5 Diagram alir sederhana untuk mendesain heat exchanger dengan variasi kecepatan dan variasi baffle spacing .....	49
Gambar 4.1 <i>Lube Oil Cooler control volume</i> .....	63
Gambar 4.2 Control Volume dari Heat Exchanger A .....	65
Gambar 4.3 Control Volume dari <i>H2generator cooler</i> .....	67
Gambar 4.4 Redesign OCCW dan CCCW system .....	70
Gambar 4.5 Control Volume Heat Exchanger C .....	70
Gambar 4.6 $\Delta T_{lmt}$ Heat Exchanger C .....	71
Gambar 4.7 Tube layout 30° .....	72
Gambar 4.8 Dimensi Heat exchanger dengan kecepatan dalam tube 0,5 m/s .....	81

Gambar 4 9 start up .....	81
Gambar 4 10 Exchanger Geometri .....	82
Gambar 4 11 Material Properties.....	82
Gambar 4 12 Tube Details.....	83
Gambar 4 13 Tranverse Baffle .....	83
Gambar 4 14 Bundle size .....	84
Gambar 4 15 Process data .....	84
Gambar 4.16 Phisycal Properties seawater dan demineral water	85
Gambar 4.17 Grafik pengaruh perubahan kecepatan sisi dalam terhadap <i>pressure drop pipe</i> dan <i>koefisien konveksi sisi dalam</i> .	86
Gambar 4 18 Grafik pengaruh perubahan kecepatan sisi dalam terhadap luasan perpindahan panas dan <i>Overall heat transfer coefficient</i> .....	88
Gambar 4 19 Diagram batang perbandingan hasil luasan perpindahan panas antara <i>software</i> dengan perancangan teoritis	89
Gambar 4 20 Diagram batang perbandingan hasil <i>pressure drop</i> antara <i>software</i> dengan perancangan teoritis. ....	90
Gambar 4 21 Grafik pengaruh perubahan baffle spacing terhadap <i>Pressure drop</i> dan <i>koefisien konveksi sisi luar</i> .....	91
Gambar 4 22 Grafik pengaruh perubahan baffle spacing terhadap <i>luasan perpindahan panas</i> dan <i>overall heat transfer coefficient</i>	93
Gambar 4 23 Diagram batang perbandingan hasil luasan perpindahan panas antara <i>software</i> dengan perancangan teoritis	94
Gambar 4 24 Diagram batang perbandingan hasil luasan perpindahan panas antara <i>software</i> dengan perancangan teoritis. ....	95

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Data peroperties desain .....	5
Tabel 2.2 Hasil desain untuk tiap metode .....	6
Tabel 2.3 Data <i>peroperties</i> desain.....	10
Tabel 3.1 Data Perhitungan .....	<u>42</u>
Tabel 3.2 <i>Spesific Heat Capacity</i> untuk <i>seawater</i> .....	46
Tabel 4.1 <i>Energy Balance</i> pada <i>Lube Oil Cooler</i> .....	64
Tabel 4.2 <i>Energi Balance</i> pada <i>CCCW Heat Exchanger</i> .....	66
Tabel 4.3 <i>Energi Balance</i> pada <i>H<sub>2</sub> generator cooler</i> .....	68

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Alat penukar kalor merupakan suatu peralatan yang memegang peranan yang penting pada industri pengolahan yang mempergunakan atau memproses energi. Alat penukar kalor banyak digunakan pada sektor industri, seperti pabrik semen, pupuk, kertas, petrokimia, tekstil. Selain pada industri kimia alat ini sering dipakai pada pembangkit tenaga listrik berupa HPH, LPH, *lungstrom Air heater*, *cooling tower*, dan berbagai system pendinginan. Dari berbagai jenis alat penukar kalor, alat penukar kalor *shell and tube* lebih dominan digunakan. Hal ini dikarenakan alat penukar kalor *shell and tube* dapat dioperasikan pada kondisi tekanan dan temperature tinggi, kebocoran pada sisi *tube* mudah untuk diketahui serta memiliki luas perpindahan panas yang paling besar.

Sistem pendinginan pada PLTU pangkalan susu terdiri dari dua tipe yaitu *Close Cycle Cooling Water* (CCCW) dan *Open Cycle Cooling Water* (OCCW). CCCW system menggunakan *demineral water* sebagai media pendingin dengan laju aliran massa sebesar 680 ton/hr, sistem ini berfungsi untuk mendinginkan beberapa komponen penting yaitu *Motor Bearing Cooler*, *Air Compressor Cooler*, *Infrared Detector* dll. *Demineral water* yang telah mengambil beban panas pada komponen tersebut akan didinginkan di CCCW *heat exchanger*. *Open Cycle Cooling Water* (OCCW) merupakan sistem pendingin yang menggunakan air laut sebagai media pendingin dengan laju aliran massa sebesar 750 ton/hr, sistem ini berfungsi untuk mendinginkan 3 komponen penting yaitu CCCW *Heat Exchanger*, *H<sub>2</sub> Generator* dan *Lube Oil Cooler*. CCCW *heat exchanger* merupakan alat penukar panas yang berjenis *shell and tube* dengan orientasi vertikal. Geometri dari CCCW *heat exchanger* terdiri dari satu laluan pada sisi pipa. Pada saat operasi CCCW *Heat Exchanger* tidak mampu mengakomodasi beban pendinginan dari ketiga komponen tersebut karena instalasi perpipaan yang memiliki diameter kecil. Oleh karena itu didesain *heat exchanger* yang akan mengakomodasi

beban pendinginan CCCW *Heat Exchanger*,  $H_2$  Generator dan *Lube Oil Cooler*.

*Design* pada CCCW *heat exchanger* ini bertujuan mendapatkan dimensi dan geometri CCCW *heat exchanger* yang optimal berdasarkan pengaruh variasi kecepatan pada sisi *tube*, pengaruh dari variasi akan berdampak pada *heat transfer*, dimensi dan *pressure drop* dari *heat exchanger*. Pada proses design ini mengacu pada beberapa penelitian terdahulu. Cengel berpendapat (1997), hampir pada semua *heat exchanger*, perpindahan panas didominasi oleh konveksi dan konduksi dari fluida panas ke fluida dingin, dimana keduanya dipisahkan oleh dinding. Perpindahan panas secara konveksi sangat dipengaruhi oleh bentuk geometri *heat exchanger* dan tiga bilangan tak berdimensi, yaitu bilangan *Reynolds*, bilangan *Nusselt* dan bilangan *Prandtl* fluida. Ekadewi (2000) pada eksperimennya melakukan variasi kecepatan pada sisi *tube* dan sisi *shell*, salah satu kesimpulan dari hasil yang didapat adalah “Efektivitas *shell-and-tube heat exchanger* meningkat jika fluida, baik di sisi *shell* maupun di sisi *tube*, mengalir dengan kecepatan lebih tinggi hingga suatu harga maksimum dan kemudian akan menurun meskipun kecepatan fluida terus ditingkatkan”. Fouling yang disebabkan oleh fluida juga mempengaruhi performa dari *heat exchanger*, hal ini dikuatkan dengan penelitian yang dilakukan oleh Nirmal (2004) “Akumulasi fouling adalah fenomena yang alami dan tidak dapat dihindari dalam *heat exchanger*. Jumlah akumulasi fouling berpengaruh signifikan terhadap performa *heat exchanger shell and tube*. Permukaan transfer panas yang terkotori selama pengoperasian, menghasilkan peningkatan tahanan termal dan sering kali peningkatan penurunan tekanan dan daya pemompaan”. penelitian tersebut mendasari bahwa dalam mendesain *heat exchanger* terdapat titik optimal antara *velocity* dengan *pressure drop* sehingga perlu dilakukan variasi kecepatan untuk mengetahui titik optimum.



## 1.2 Rumusan Masalah

Permasalahan pada sistem pendinginan OCCW adalah CCCW *Heat exchanger* tidak dapat mengakomodasi *cooling load* dari CCCW Load, Lube Oil Cooler dan H<sub>2</sub> Generator sehingga perlu dilakukan kajian *cooling load system*. Diperlukan desain heat exchanger baru yang dapat mengakomodasi dari cooling load total, dalam mendesain heat exchanger tersebut dilakukan variasi kecepatan sisi dalam pipa dan baffle spacing dengan tujuan diketahui pengaruh dari kedua parameter tersebut.

Pada proses desain dilakukan dua metode yaitu berdasarkan  $\Delta T_{LMTD}$  dan software. Hasil dari kedua metode tersebut akan dibandingkan dengan tujuan untuk mengetahui keakuratan dari hasil desain software. Parameter yang dibandingkan adalah luasan perpindahan panas dan Pressure drop.

## 1.3 Tujuan

Beberapa tujuan yang diambil dalam proses perancangan ini adalah sebagai berikut ini :

1. Melakukan kajian cooling load CCCW system
2. Mendesain CCCW *heat exchanger* dengan variasi kecepatan sisi pipa dan baffle spacing menggunakan Analisis termodinamika dan perpindahan panas.
3. Membandingkan dan menganalisis hasil desain software dengan hasil  $\Delta T_{LMTD}$ .

## 1.4 Batasan Masalah

Beberapa batasan dan asumsi yang diambil dalam proses perancangan ini adalah sebagai berikut ini:

1. Perancangan berdasarkan data operasi CCCW *Heat Exchanger* milik PLTU.
2. Kondisi Operasi diasumsikan *steady state*.
3. Perpindahan panas terjadi secara konveksi dan konduksi dengan mengabaikan perpindahan panas secara radiasi.
4. Perancangan tidak mengikutsertakan Analisis metalurgi dan manufacturing.

5. Aliran fluida dianggap *fully developed flow*.
6. Perubahan energi kinetik dan energi potensial diabaikan
7. Fouling factor diabaikan

### **1.5 Manfaat**

Perancangan ini diharapkan dapat menambah pengetahuan mengenai cara mendesain alat penukar panas yang optimal dengan menggunakan *software* maupun dengan mengaplikasikan perhitungan termodinamika dan perpindahan panas. Selain itu diharapkan mendapatkan desain baru *CCCW Heat Exchanger* yang memiliki performa yang lebih baik dari desain *CCCW Heat Exchanger* sebelumnya sehingga bisa membantu meningkatkan performa pendinginan pada PLTU.

## BAB II

### TINJAUAN PUSTAKA

#### 2.1. Penelitian Terdahulu

##### 2.1.1 Comparison of Shell and Tube Heat Exchanger using Theoretical Methods, HTRI, ASPEN and SOLIDWORKS simulation softwares

Ambekar Aniket Shrikant melakukan penelitian tentang membandingkan hasil design dengan menggunakan HTRI , ASPEN dan solidworks simulation. Dengan parameter berikut

Tabel 2.1 Data peroperties desain

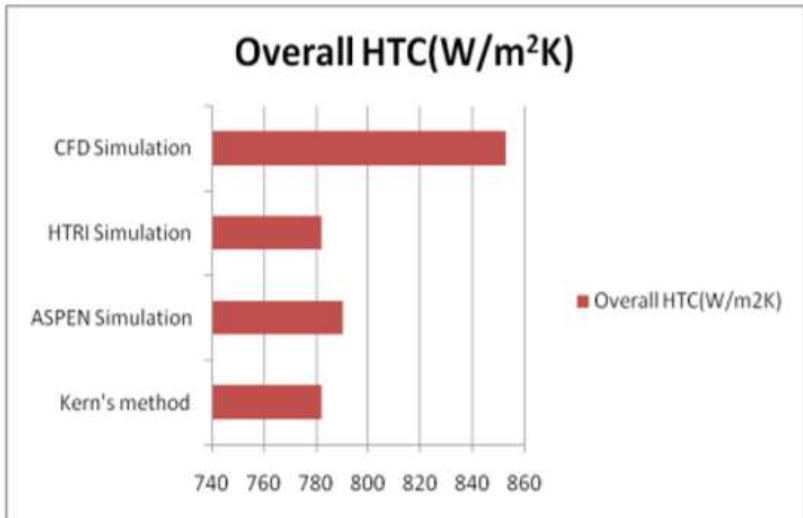
Shell Side Fluid-Hot Water		
Property	Unit	Value
$T_{HI}$	$^{\circ}\text{C}$	90
$T_{HO}$	$^{\circ}\text{C}$	70
Density	$\text{kg/m}^3$	971.8
Specific Heat Capacity	$\text{kJ/kgK}$	4.1963
Viscosity	mPas	0.354
Conductivity	$\text{W/mK}$	0.67
Fouling Factor	-	0.0002
Flow Rate	$\text{kg/s}$	0.3
Tube Side Fluid-Cold Water		
$T_{CI}$	$^{\circ}\text{C}$	30
$T_{CO}$	$^{\circ}\text{C}$	38
Density	$\text{kg/m}^3$	984
Specific Heat Capacity	$\text{kJ/kgK}$	4.178
Viscosity	mPas	0.725
Conductivity	$\text{W/mK}$	0.623
Fouling Factor	-	0.0002
Flow Rate	$\text{kg/s}$	0.7533

Dalam melakukan penelitian ini Ambekar Aniket Shrikant akan menggunakan 3 program yaitu HTRI , ASPEN dan solidworks simulation yang mana hasil design dari ketiga program tersebut akan dibandingkan dengan kern method . parameter yang akan dibandingkan adalah shell outlet temperature, overall heat transfer dan perbedaan temperature di sisi shell. Table 2.1 adalah hasil proses desain untuk masing-masing metode.

Tabel 2.2 Hasil desain untuk tiap metode

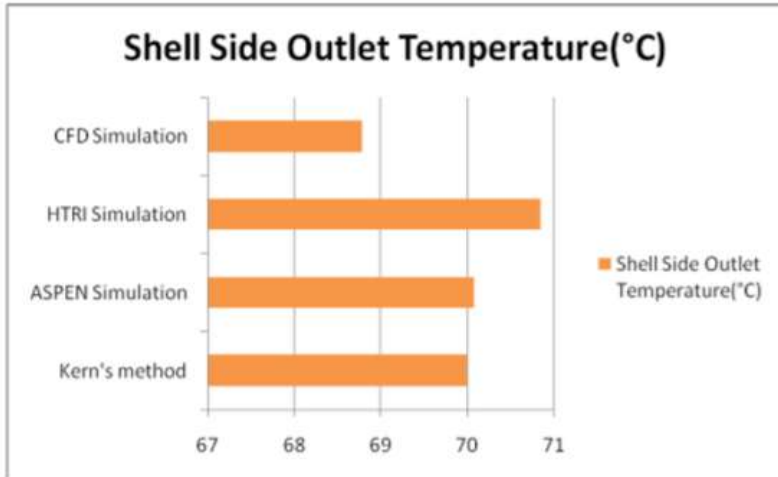
Heat Exchanger Design Method	Outlet Temperature °C	Overall HTC W/m <sup>2</sup> K	temperature Difference °C
Kern's method	70	782	20
ASPEN Simulation	70.08	790.2	19.92
HTRI Simulation	70.84	781.91	19.16
CFD Simulation	68.79	852.46	21.21

Dari hasil tersebut dibuat diagram batang untuk membandingkan hasil dari masing-masing metode , sehingga dari diagram tersebut dapat dibandingkan dengan kern method. Dari hasil perbandingan diharapkan diketahui software yang memiliki hasil desain yang paling akurat.



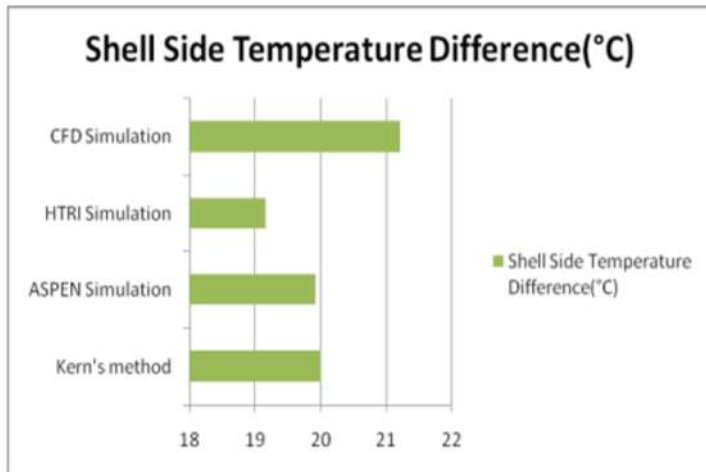
**Gambar 2.1** Perbandingan *overall heat transfer coefficient* berbagai metode

Dari gambar 2.1 dapat dilihat bahwa HTRI dan Aspen memiliki hasil yang tidak terlalu berbeda dengan kern method namun CFD memiliki selisih 70 W/m<sup>2</sup>K terhadap kern method. Hal ini menunjukkan bahwa HTRI dan Aspen sudah cukup akurat untuk menghitung nilai dari Overall Heat transfer, sedangkan CFD belum cukup akurat dalam menghitung overall heat transfer coefficients.



**Gambar 2.2** Perbandingan shell side outlet temperature berbagai metode

Dari gambar 2.2 dapat dilihat bahwa HTRI dan Aspen memiliki hasil yang tidak terlalu berbeda dengan kern method namun CFD memiliki selisih 1,2°C terhadap kern method. Hal ini menunjukkan bahwa HTRI dan Aspen sudah cukup akurat untuk menghitung nilai dari shell side temperature ,sedangkan CFD belum cukup akurat dalam menghitung shell side temperature.



**Gambar 2.3** Perbandingan shell side temperature different berbagai metode

Pada gambar 2.3 dapat disimpulkan bahwa Aspen paling akurat dibandingkan dengan htri dan CFD simulation solidwork hal ini dapat dilihat bahwa shell side temperature different aspen memiliki nilai yang mendekati kern method. Berdasarkan dari ketiga diagram batang tersebut dapat disimpulkan bahwa aspen software yang paling tepat untuk digunakan dalam mendesain heat exchanger.

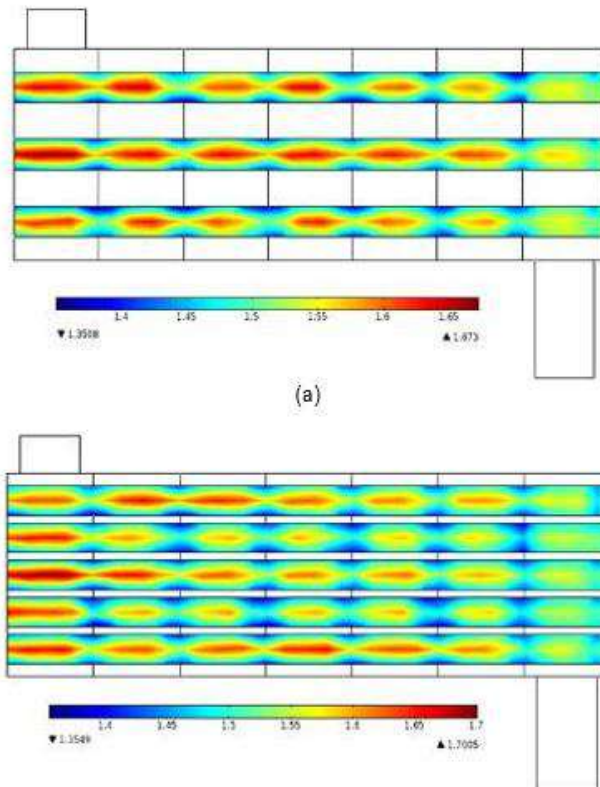
### 2.2.1 Performance of Shell and Tube Heat Exchangers with Varying Tube Layouts

Moses Omolayo Petinrin melakukan penelitian berupa simulasi terhadap heat exchanger dengan variasi layout. Variasi layout tersebut menggunakan 30° dan 60°. Simulasi dilakukan dengan menggunakan software fluent dengan *properties* desain sebagai berikut :

Tabel 2.3 Data *peroperties* desain

Shell-side parameter	Shell Diameter	108.06 mm
	Inlet and Outlet Diameter	30 mm
Tube parameter	Tube Diameter, $d$	15.88 mm
	Layout Pattern	Triangular (30°), Rotated Triangular and The Combined Layout
	Pitch	$1.25d$
	Number of Tubes	19
Baffle parameter	Number of Baffles	6
	Baffle Cut	25%
	Baffle Spacing	43.26 mm





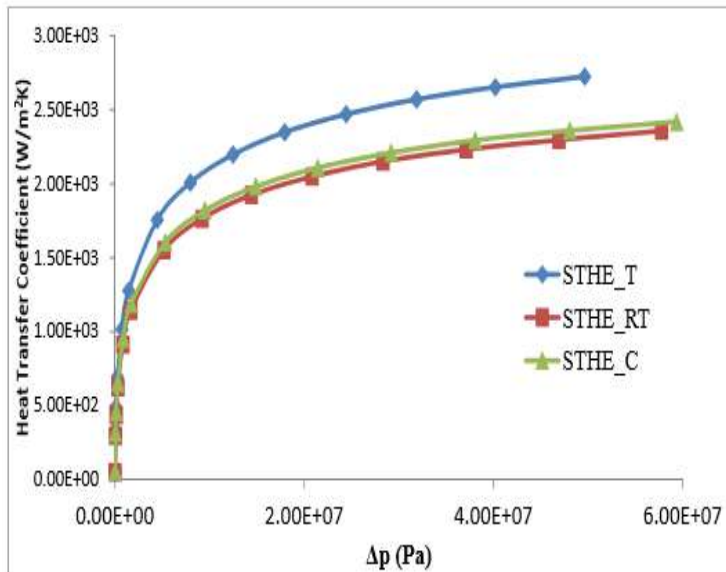
**Gambar 2.4** Velocity distribution pada mass flow rate 0,3 kg/s dengan potongan penampang melintang

Gambar 2.4 menjelaskan tentang kecepatan fluida yang mengalir pada sisi tube, gambar tersebut manampakan potongan melintang dari tengah *shell*. Saat fluida berada pada sisi baffle maka fluida tersebut akan mengalami penurunan kecepatan sehingga dapat dilihat fluida berwarna kebiruan. Penyebab terjadinya penurunan fluida ini dikarenakan bahwa densitas dari

fluida mengalami kenaikan nilai akibat temperature pemanasan terhalang.

Dari gambar juga dapat diketahui bahwa layout  $30^\circ$  memiliki velocity yang lebih baik dibandingkan dengan velocity pada layout  $60^\circ$ , hal ini dapat diketahui melalui penyebaran warna merah yang lebih merata dibandingkan dengan layout  $60^\circ$ . velocity yang tinggi ini disebabkan oleh nilai koefisien konveksi sisi luar yang tinggi sehingga lebih banyak memberikan kalor pada sisi pipa.

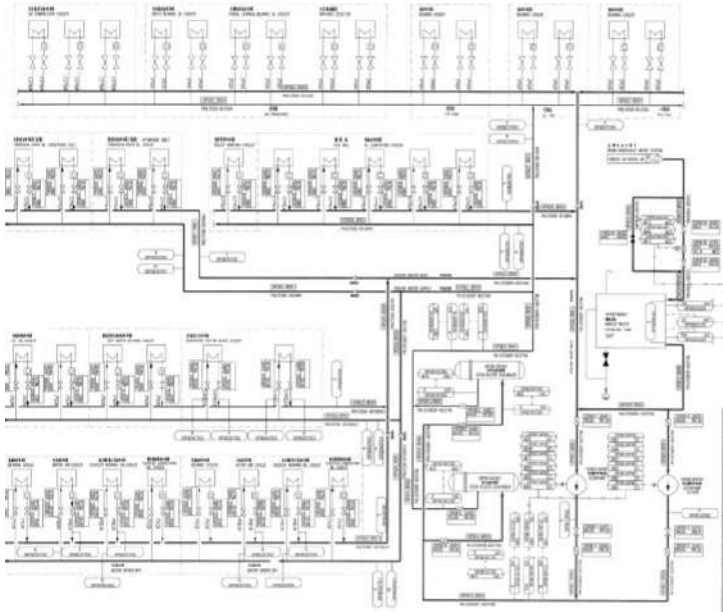
Pada gambar 2.5 diketahui bahwa nilai pressure drop untuk layout  $30^\circ$  lebih besar dibandingkan dengan layout  $60^\circ$ . Nilai pressure drop yang besar diakibatkan dengan velocity yang lebih tinggi. Pressure drop yang tinggi akan berdampak pada kebutuhan pompa yang besar dan menurunnya nilai mass flow rate.



**Gambar 2.5** Velocity distribution pada mass flow rate 0,3 kg/s dengan potongan penampang melintang

## 2.2 Siklus CCCW dan OCCW

Sistim pendinginan pada PLTU ada 2 tipe yaitu *Close Cycle Cooling Water* (CCCW) dan *Open Cycle Cooling Water* (OCCW). CCCW berfungsi untuk mendinginkan beberapa komponen penting pada pembangkit listrik tenaga listrik dengan menggunakan *demineral water*, komponen tersebut antara lain : *motor beraing cooler*, *Air Compressor Cooler* , *Infrared Detector* dll. Demineral water yang telah mengambil beban panas akan di dinginkan di *heat exchanger* dengan media pendingin air laut yang nantinya akan disirkulasikan kembali.



Gambar 2.6 PID CCCW system

Pada saat ini *Open Cycle Cooling Water* (OCCW) merupakan system pendingin yang menggunakan air laut sebagai media pendingin, sea water berfungsi untuk mendinginkan 3 komponen penting yaitu CCCW *heat exchanger*,  $H_2$  Generator dan *Lube Oil Cooler*. Namun dalam penerapannya air laut memberikan banyak dampak negatif pada  $H_2$  Generator dan *Lube Oil Cooler*.

## 2.2. Shell and Tube heat exchanger

*Shell and Tube heat exchanger* disusun oleh serangkain pipa yang berada di dalam *cilindrical shell*. Pada sisi *shell* akan dilalui oleh satu aliran fluida yang biasanya memiliki nilai temperatur lebih tinggi, sedangkan pada sisi *tube* akan dilewati oleh aliran fluida yang memiliki temperatur lebih rendah. Komponen utama dari alat penukar kalor ini adalah *tubes*, *shell*, *front end head*, *rear end head*, *buffle* dan *tube sheet*

Kelebihan alat ini adalah mampu di operasikan pada perbedaan tekanan yang tinggi antara sisi pipa dengan sisi *shell*,

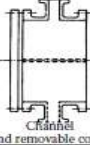
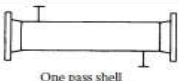
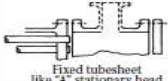

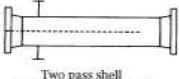
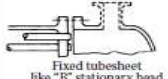
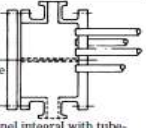
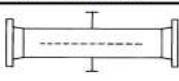
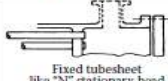
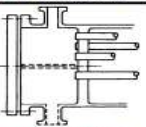
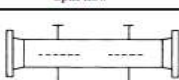
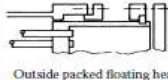
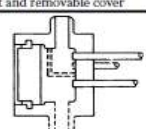
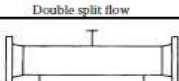

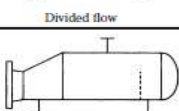
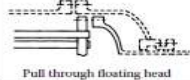
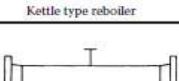
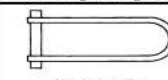

mudah untuk dibersihkan , biaya pembuatan yang lebih murah dibandingkan dengan *compact heat exchanger* dan kebocoran pada sisi pipa mudah untuk diketahui.

### 2.2.1 Tipe Shell

*Shell* adalah bagian tengah alat penukar kalor dan merupakan rumah untuk pipa-pipa. Antara *shell* dan pipa-pipa terdapat fluida yang menerima atau melepaskan panas. *Shell* yang berukuran besar, dibuat dari pelat yang di roll kemudian di las. Sedangkan untuk yang ukuran kecil, dibuat dari pipa standar.

Ukuran diameter *shell* tergantung dari jumlah *tube*, diameter *tube*, susunan *tube*, dan berapa laluan *tube* akan diterapkan. Semakin besar variabel tersebut maka diameter shell akan besar. Variabel tersebut yang nantinya akan mempengaruhi koefisien perpindahan panas yang terjadi antara kedua fluida.

Tipe dari *Shell* telah distandarisasikan oleh TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturers Association*) . TEMA mengkalsifikasikan *shell* dengan huruf alphabet yang sesuai dengan gambar 2.8

Front end stationary head types		Shell types		Rear end head types	
A	 Channel and removable cover	E	 One pass shell	L	 Fixed tubesheet like "A" stationary head
B	 Bonnet (integral cover)	F	 Two pass shell with longitudinal baffle	M	 Fixed tubesheet like "B" stationary head
C	 Removable tube bundle only Channel integral with tube-sheet and removable cover	G	 Split flow	N	 Fixed tubesheet like "N" stationary head
N	 Channel integral with tube-sheet and removable cover	H	 Double split flow	P	 Outside packed floating head
D	 Special high pressure closure	J	 Divided flow	S	 Floating head with backing device
		K	 Kettle type reboiler	T	 Pull through floating head
		X	 Cross flow	U	 U-tube bundle
				W	 Externally sealed floating tubesheet

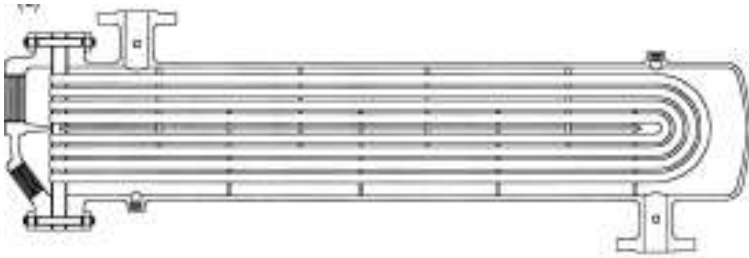
**Gambar 2.8** Klasifikasi *Front end stationary, Shell dan Rear end head*<sup>[3]</sup>

Tipe E merupakan tipe yang sering untuk ditemui dikarenakan harganya yang rendah serta proses pembuatan yang relatif sederhana. Untuk meningkatkan perbedaan temperature dapat digunakan tipe F dikarenakan memiliki pola aliran *counterflow* yang lebih baik. Pola aliran *counterflow* yang lebih baik ini disebabkan adanya longitudinal *baffle* yang memisahkan ruang antara pipa *cold water in* dan pipa *cold water out*.

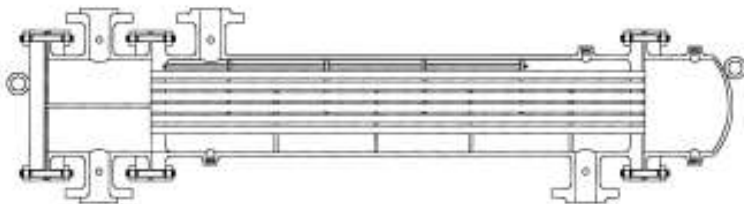
### 2.2.2 Tipe Tube Bundle

Tujuan utama dari mendesain *tube bundle* adalah mengakomodasi *thermal expansion*, menyediakan kemudahan dalam proses pembersihan serta biaya konstruksi yang murah.

Ada beberapa jenis dari *tube bundle* yaitu *u tube*, *fix tube sheet* dan *pull through floating head*. *U tube* memiliki kelebihan berupa biaya konstruksi yang murah dikarenakan hanya membutuhkan satu *tube sheet*, namun karena hanya ada satu *tube sheet* maka terjadi ekspansi ke arah *Rear end head* yang tak terbatas. *Fix tube sheet* mampu mengatasi permasalahan *unlimited* ekspansi yang terjadi pada pipa dengan biaya yang rendah, hal ini dapat dilakukan dengan cara melakukan pengelasan pada bagian *tube sheet* dengan bagian *shell*.



**Gambar 2.9** U tube bundle shell and tube heat exchanger<sup>[3]</sup>



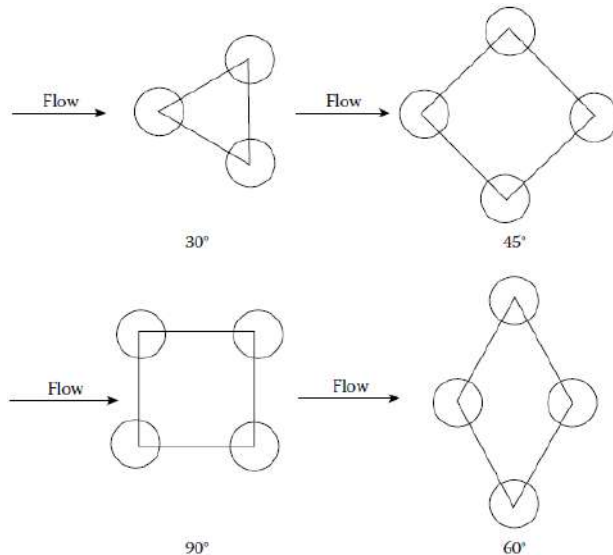
**Gambar 2.10** Fix tube bundle shell and tube heat exchanger<sup>[3]</sup>

### 2.2.3 Tube Layouts

*Tube layouts* merupakan karakteristik dari sudut yang dibentuk oleh *tube layouts* merupakan karakteristik dari sudut



yang dibentuk oleh dua pipa. Sudut tersebut terdiri dari  $30^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $60^\circ$  dan  $90^\circ$ .

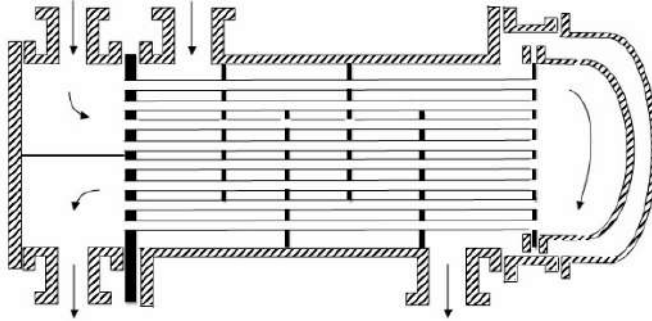


Gambar 2.11  $30^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $60^\circ$  dan  $90^\circ$  tube layout<sup>[3]</sup>

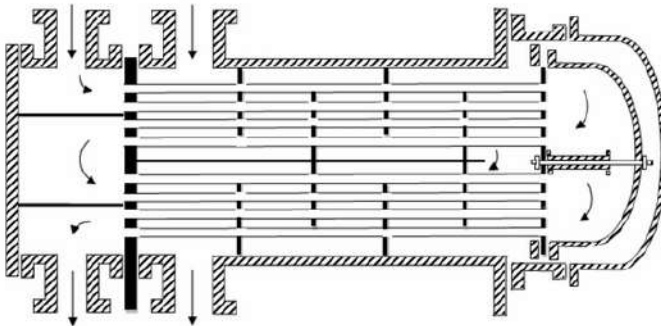
*Tube pitch* merupakan jarak antara kedua pipa, apabila jarak ini terlalu dekat maka akan menyebabkan *tube sheet* menjadi rapuh. *Tube pitch ratio* yaitu perbandingan antara *tube pitch* dengan diameter *shell*. TEMA menentukan *pitch ratio* sebesar 1,25-1,5<sup>[2]</sup>.

#### 2.1.4 Laluan Pipa

Tujuan dari memperbanyak laluan pipa pada *shell* adalah memperbesar nilai perpindahan panas, meningkatkan laju aliran fluida pada bagian pipa dan meminimalkan fouling pada pipa.



**Gambar 2.11** Pass shell and tube heat exchanger<sup>[3]</sup>



**Gambar 2.12** pass shell and tube heat exchanger<sup>[3]</sup>

Tiap laluan pipa memiliki faktor  $F$ , faktor  $f$  adalah koreksi profil temperatur. Satu laluan dengan *counterflow* memiliki nilai  $F=1,00$ , untuk tiap laluan yang nilainya lebih dari 1 dapat di estimasikan nilai  $F=0,9$  <sup>[3]</sup>.

### 2.2.5 Bahan pipa

Agar terjadi perpindahan panas yang optimal maka dibutuhkan bahan yang mampu beroperasi dengan baik dan maksimal. Beberapa faktor yang perlu dipertimbangkan dalam menentukan bahan dari *tube side*

- a. Konduktifitas *thermal*  
Setiap material memiliki nilai konduktifitas *thermal* yang berbeda, untuk menghasilkan perpindahan panas

yang bagus maka dibutuhkan bahan yang memiliki konduktifitas *thermal* yang tinggi. Bahan yang memiliki konduktifitas *thermal* yang tinggi bisa didapat pada baja karbon rendah, baja paduan, stainless steel, tembaga, aluminium dan titanium

b. Korosi

Ketahanan terhadap korosi merupakan salah satu faktor untuk memilih bahan yang akan digunakan pada pipa agar pipa memiliki nilai realibility yang baik. Bahan yang tidak tahan terhadap korosi tentunya akan memperpendek umur dari pipa sehingga efektifitas dari alat penukar kalor tersebut akan menurun.

c. Tekanan

Fluida yang mengalir pada sisi pipa memiliki tekanan yang tinggi, apabila bahan dari pipa tersebut tidak mampu menahan tekanan yang tinggi maka akan menyebabkan terjadinya deformasi plastis yang berakhir dengan kebocoran. Tekanan desain untuk *tube* yang disarankan oleh ASME (*American Society of Mechanical Engineers*) dan oleh organisasi lainnya adalah sama dengan atau lebih besar dari tekanan normal maksimum yang terjadi saat *heat exchanger* beroperasi. Tekanan normal maksimum dipengaruhi oleh lokasi feedwater control valve dan tipe pompa feedwater. Saat *feedwater control valve* diletakkan antara *discharge* pompa dan *high pressure heater* pertama, tekanan desain boleh lebih kecil daripada saat control valve tersebut diletakkan antara *high pressure heater* terakhir dan .

d. Temperatur

Alat penukar kalor akan di aliri fluida yang memiliki temperatur relatif tinggi dari sisi luar maupun dalam, bahan yang tidak mampu menahan temperatur tinggi

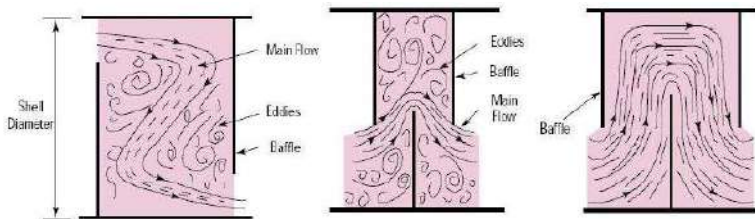
akan memuai atau meleleh. *Boiling point* dari suatu bahan menjadi salah satu faktor penentu dalam memilih suatu bahan penyusun pipa.

### 2.2.6 Baffle

*Baffle* berfungsi sebagai pengarah aliran fluida pada sisi *baffle* agar arah aliran berpotongan tegak lurus dengan arah aliran pada sisi *tube*, selain itu *baffle* berfungsi sebagai penyangga dari *tube*, mengurangi terjadinya vibrasi dan *sagging*.

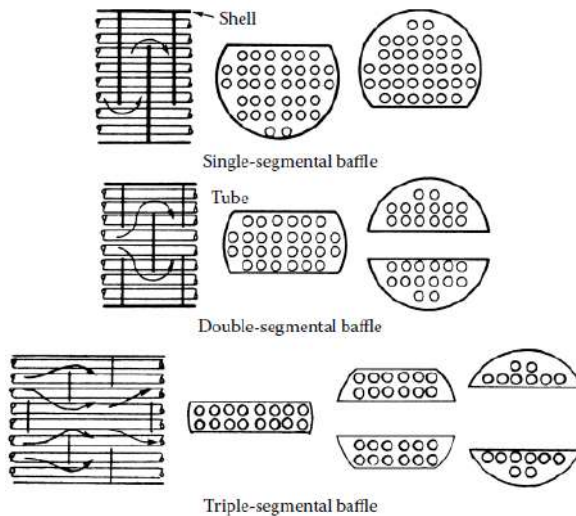
*baffle* secara arah dapat diklasifikasikan menjadi longitudinal *baffle* dan transversal *baffle*. Longitudinal *baffle* merupakan jenis *baffle* yang memisahkan sisi masuk fluida pada sisi *shell* dengan sisi keluar fluida pada sisi *shell*, pemisahan ini bertujuan agar terjadinya aliran fluida pada sisi masuk tidak berinteraksi dengan aliran fluida pada sisi masuk. *baffle* jenis ini terdapat pada *shell* tipe F. Transversal *baffle* dipasang melintang dari sisi *shell*, *shell* ini memiliki beberapa geometri antara lain *Rod baffle* dan *plate baffle*.

Jarak antara *baffle* mempengaruhi banyaknya lintasan fluida yang melintang di luar *tube*, menurut standar TEMA jarak *baffle* minimum adalah sebesar 1-5 kali diameter dalam *shell*, sedangkan jarak *baffle* (*baffle spacing*) maksimum adalah sebesar diameter *shell*. Jarak *baffle* yang optimum adalah berkisar 40% - 60% dari diameter *shell*, pemilihan jarak antara *baffle* harus dilakukan berhati-hati dikarenakan apabila terlalu jauh maka akan terjadi vibrasi pada sisi *tube* selain itu aliran yang terjadi akan lebih dominan berupa aliran yang longitudinal terhadap *tube*. Untuk rekomendasi *baffle shell cut* berkisar di antara 25%-35%.



**Gambar 2.13** Efek dari *Baffle Cut* Terhadap Aliran Fluida Sisi

*Baffle* dapat diklasifikasikan berdasarkan geometri dari bentuk maupun dari jumlah segmennya. Berdasarkan geometri dapat dibagi menjadi *rod baffle* dan *plate baffle*, sedangkan berdasarkan jumlah segmennya terdapat *single segmented*, *double segmented* dan *triple segmented*.



**Gambar 2.14** Single segmented, double segmented dan triple segmented baffle<sup>[3]</sup>

### 2.3. Analisis termodinamika

#### 2.3.1 Control volume pada kondisi *steady state*

Sistem pembangkit memiliki peralatan utama yaitu boiler, turbin, kondenser dan pompa dimana terdapat aliran massa yang masuk maupun keluar dari peralatan tersebut, Oleh karena itu untuk memudahkan proses analisis dapat didekati dengan analisis control volume pada kondisi *steady* yaitu kondisi ideal dimana semua sifat tidak berubah seiring dengan berubahnya waktu. Begitu pula pada laju aliran massa, dan laju perpindahan energi oleh kalor dan kerja juga konstan terhadap waktu. Hal ini digambarkan dalam persamaan berikut <sup>[5]</sup>:

$$\Sigma \dot{m}_i = \Sigma \dot{m}_e \quad (2.1)$$

Dimana  $i$  merupakan sisi masuk dan  $e$  merupakan sisi keluar. Dari persamaan diatas dapat disimpulkan bahwa  $\dot{m}_i = \dot{m}_e = \dot{m}$ . Laju perpindahan energi pada kondisi *steady* dapat dituliskan sebagai berikut <sup>[5]</sup> :

$$0 = Q - W + \Sigma \dot{m}_i \left( h_i + \frac{v_i^2}{2} + g z_i \right) - \Sigma \dot{m}_e \left( h_e + \frac{v_e^2}{2} + g z_e \right) \quad (2.2)$$

Dikarenkan  $\dot{m}_i = \dot{m}_e = \dot{m}$  maka persamaan menjadi :

$$0 = Q - W + \dot{m} (h_1 - h_2) + \dot{m} \left( \frac{v_1^2}{2} - \frac{v_2^2}{2} \right) + \dot{m} g (z_1 - z_2) \quad (2.3)$$

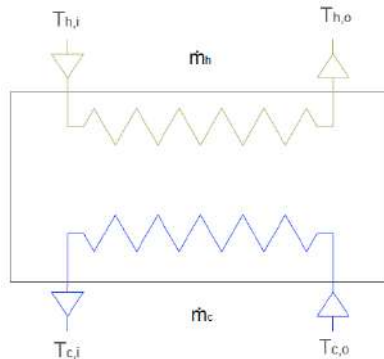
Dimana :

$Q$  : Beban pemanasan (W)

$\dot{m}$  : Laju aliran massa (Kg/s)

$h$  : Koefisien Konveksi (Kj/Kg)

Control volume pada CCCW *shell and tube heat exchanger* yang akan dianalisis dapat diilustrasikan seperti pada Gambar 2.16



**Gambar 2.15** skematik alat penukar kalor

### ***Energi balance***

Pada analisis *control volume* dapat digunakan konsep keseimbangan energi yang membantu dalam analisis berbagai proses pada alat penukar kalor. Persamaan kesetimbangan energy dapat dipahami sebagai berikut<sup>[1]</sup>:

$$E_{in} + E_g = E_{out} + E_{st} \quad (2.4)$$

- $E_{in}$  = energi yang masuk kedalam sistem
- $E_g$  = energi yang masuk dibangkitkan
- $E_{out}$  = energi yang keluar dari sistem
- $E_{st}$  = energi yang disimpan oleh sistem

.Energi yang masuk ke dalam sistem dapat dipahami berupa energi yang dikandung oleh fluida yang masuk ke dalam sistem tersebut. Energi bangkitan merupakan energi yang dikonveriskan dari energi dalam bentuk lain (kimia,electromagnetic,nuklir atau listrik) menjadi energi panas atau mekanik . *Energy* yang keluar dari sistem merupakan energi yang terkandung pada fluida/media yang keluar dari sistem. Energi yang disimpan dapat dipahami dengan seberapa besar suatu material dapat menyimpan kalor atau energi di dalam material tersebut. Untuk menghitung energi yang masuk dan keluar pada

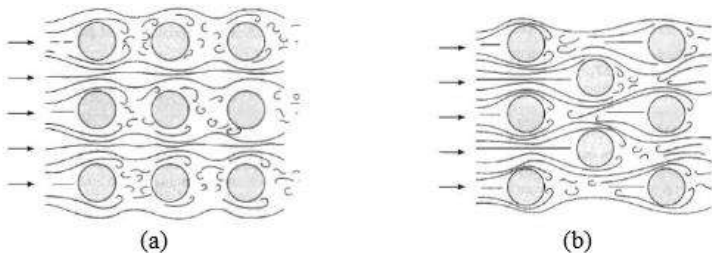
suatu aliran fluida yang bersifat *steady flow* pada suatu sistem dapat digunakan persamaan berikut <sup>[1]</sup>.

$$Q = \dot{m}_h c_p (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (2.5)$$

## 2.4. Analisis Perpindahan Panas

### 2.4.1 Perpindahan Panas Pada Sisi *Shell*

Proses perpindahan panas pada sisi *shell* akan di analisis dengan pendekatan konveksi *eksternal*. Koefisien perpindahan panas konveksi yang melewati susunan *tube* pada *heat exchanger* dipengaruhi oleh turbulensi aliran, susunan *tube*, dan jumlah *tube*. Pada umumnya, koefisien konveksi akan bertambah dengan bertambahnya jumlah baris hingga baris kelima, setelah baris kelima hanya ada sedikit perubahan pada turbulensi dan nilai koefisien konveksi. Ada dua jenis susunan *tube bank*, yaitu susunan *aligned* dan *staggered*.



**Gambar 2.16** Aliran fluida melintasi : a) *aligned tube banks*, b) *staggered tube banks*<sup>[2]</sup>

Aliran fluida yang melintasi *tube banks* dengan susunan *staggered* memiliki tingkat turbulensi lebih besar dibandingkan dengan aliran yang melintasi *tube banks* dengan susunan *aligned*. Hal ini disebabkan pada *staggered tube banks* posisi *tube* berseling, sehingga aliran yang akan melewati *tube banks* akan lebih berliku-liku sehingga akan lebih banyak permukaan *tube* yang teraliri. Besarnya olakan (turbulensi) yang terbentuk juga dipengaruhi oleh kecepatan aliran. Semakin besar kecepatan aliran maka semakin besar pula olakan yang ditimbulkan.

Berdasarkan alasan tersebut maka perlu diketahui berapa kecepatan maksimum yang terjadi pada susunan aliran, nilai



kecepatan maksimum dapat dihitung menggunakan persamaan (2.6)<sup>[2]</sup>

$$V_{max} = \frac{S_t}{S_t - D} V \quad (2.6)$$

Persamaan di atas digunakan untuk menghitung kecepatan maksimum pada susunan *aligned* dimana kecepatan maksimum terjadi pada  $A_1$ . Pada susunan *staggered* kecepatan maksimum dapat terjadi pada  $A_1$  atau  $A_2$ . Kecepatan maksimum terjadi pada  $A_2$  apabila memenuhi persyaratan berikut<sup>[2]</sup>:

$$2(S_D - D) < (S_t - D) \quad (2.7)$$

Maka kecepatan maksimum pada susunan *staggered* dapat dihitung dengan persamaan berikut

$$V_{max} = \frac{S_t}{2(S_t - D)} V \quad (2.8)$$

$S_t$  = jarak antar *tube* ke arah vertical

$S_d$  = jarak antar *tube* ke arah

Data kecepatan maksimum akan digunakan untuk menghitung *Reynolds number*. *Reynolds number* merupakan fungsi diameter dan viskositas kinematis dari fluida pada temperatur *bulk*. Persamaan untuk menyelesaikan *Reynolds number* dapat dijelaskan sebagai berikut<sup>[2]</sup>:

$$Re_s = \frac{V_{max} D}{\nu} \quad (2.9)$$

Nilai *Reynolds* merupakan salah satu variabel untuk menghitung konveksi di sisi shell. Koefisien konveksi sisi shell dapat diselesaikan dengan menggunakan persamaan Kern. Persamaan Kern merupakan fungsi dari *Reynolds* dan properties dari fluida. Persamaan tersebut dapat dijelaskan sebagai berikut<sup>[3]</sup>.

$$\frac{h_0 D_e}{k} = 0,36 \left( \frac{D_e G_s}{\mu} \right)^{0,55} \left( \frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad ; \{ 2 \times 10^3 < Re_s \} \quad (2.10)$$

Dimana :

- $D_e$  = Equivalent diameter pada sisi *shell* (m)  
 $G_s$  = kecepatan massa pada sisi *shell* (Kg /sm<sup>2</sup>)  
 $\mu$  = viskositas absolut pada temperatur rata-rata sisi *shell* (N s /m<sup>2</sup>)  
 $\mu_b$  = viskositas absolut pada temperatur rata-rata sisi *Body* (N s /m<sup>2</sup>)  
 $\mu_w$  = viskositas absolut pada temperatur rata-rata sisi *wall* (N s /m<sup>2</sup>)

Diameter ekuivalen merupakan salah satu variable yang perlu diketahui untuk menyelesaikan kern, persamaan tersebut merupakan fungsi dari diameter luar tube, pitch tube dan viskositas absolut. Persamaan yang digunakan untuk menghitung nilai  $D_e$  untuk susunan *tringular pitch* sebagai berikut<sup>[3]</sup> :

$$D_e = \frac{4 \left( \frac{P_t^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\mu d_o^2}{8} \right)}{\frac{\mu d_o}{2}} \quad (2.11)$$

Persamaan yang digunakan untuk menghitung nilai  $G_s$  untuk susunan *tringular pitch* sebagai berikut<sup>[3]</sup> :

$$G_s = \frac{\dot{m}}{A_s} \quad (2.12)$$

$$A_s = \frac{D_s C B}{P_T} \quad (2.13)$$

#### 2.4.2 Perpindahan Panas Pada Sisi Tube

$$h_{i,tube} = \frac{Nu_{tube} \times K_{tube}}{Di_{tube}} \quad (2.14)$$

*Reynoldss* number untuk sisi *tube* ( $Re_{tube}$ ) dapat dihitung dengan persamaan 2.14. Perumusan dalam menghitung local *Nusselt number* untuk *turbulen flow fully developed*

(*hydrodynamical* dan *thermally*) pada *tube* yang *smooth* dapat menggunakan persamaan dari Gnielinski<sup>[3]</sup>.

$$Nu_{tube} = \frac{(f/2)(Re_b)Pr_b}{1+12,7 (f/2)^{1/2} (Pr_b^{2/3}-1)} \quad (2.15)$$

$$f = (1,58 \ln Re_b - 3,28)^{-2} \quad (2.16)$$

Dimana:

$$2300 < Re_b < 10^4$$

### 2.4.3 Perancangan Menggunakan Metode LMTD

Untuk mendesain alat penukar panas dapat digunakan metode LMTD. Metode LMTD membutuhkan data temperatur yang diinginkan untuk masuk dan keluar pada masing-masing fluida, debit, koefisien perpindahan panas total, kapasitas panas, dan data lain yang mendukung . persamaan yang digunakan metode LMTD sebagai berikut <sup>[2]</sup>:

$$Q = \dot{m}_h c_p (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (2.17)$$

$$Q = \dot{m}_c c_p (T_{c,i} - T_{c,o}) \quad (2.18)$$

$$Q = UA\Delta T_m \quad (2.19)$$

Dimana:

$Q$  : laju perpindahan panas (W)

$\dot{m}$  : laju alir massa (Kg/s)

$C_p$  : kapasitas panas (Kj/Kg.K)

$A$  : Luas permukaan (m<sup>2</sup>)

U adalah koefisien perpindahan panas keseluruhan dihitung berdasarkan tahanan *thermal*. Pengotoran yang terjadi pada *tube* akan menghambat aliran perpindahan panas. Faktor pengotor ini

dinamakan fouling factor atau tahanan pengotor  $R_f$ . Apabila dalam perencanaan *heat exchanger* dipertimbangkan juga factor pengotoran, maka persamaan koefisien perpindahan panas menyeluruh adalah sebagai berikut<sup>[2]</sup>:

$$U = \frac{1}{R_{tot}A} \quad (2.20)$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{R_1 \ln \frac{r_o}{r_i}}{k} + \frac{r_1}{r_2 h_o}} \quad (2.21)$$

$h_i$  = koefisien konveksi perpindahan panas sisi dalam (W/m<sup>2</sup>k)

$h_o$  = koefisien konveksi perpindahan panas sisi luar (W/m<sup>2</sup>k)

$k$  = konduktifitas *thermal* pada dinding pipa (W/mk)

$r_1$  = Radius pipa bagian dalam (m)

$r_2$  = Radius pipa bagian luar (m)

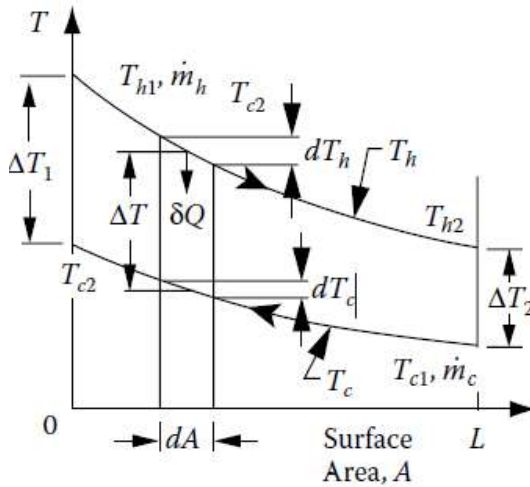
Fouling factor merupakan konstanta yang menunjukkan akumulasi dari suatu substansi yang tidak di inginkan pada permukaan dalam pipa . fouling akan menyebabkan turunnya nilai effectiveness dari suatu *heat exchanger* diarenakan meningkatnya tahanan termal yang menyebabkan nilai *overall heat transfer* akan semakin mengecil, terdapat dampak lain dari adanya fouling yaitu meningkatnya pressure drop dan daya pompa yang dibuthkan untuk mengalirkan fluida.

Fouling yang terjadi pada lube oil cooler dan H<sub>2</sub> generator termasuk katagori bio fouling, endapan berupa kerang kecil yang menempel menyeluruh permukaan dalam *tube*. Nilai fouling factor dari hal tersebut dapat didekati dengan nilai fouling akibat garam.

TEMA Design Fouling Resistances for Industrial Fluids	
Industrial Fluids	$R_f (m^2 \cdot K/W)$
<i>Oils</i>	
Fuel oil no. 2	0.000352
Fuel oil no. 6	0.000881
Transformer oil	0.000176
Engine lube oil	0.000176
Quench oil	0.000705
<i>Gases and Vapors</i>	
Manufactured gas	0.001761
Engine exhaust gas	0.001761
Steam (nonoil bearing)	0.000088
Exhaust steam (oil bearing)	0.000264–0.000352
Refrigerant vapors (oil bearing)	0.000352
Compressed air	0.000176
Ammonia vapor	0.000176
CO <sub>2</sub> vapor	0.000176
Chlorine vapor	0.000352
Coal fume gas	0.001761
Natural gas fume gas	0.000881
<i>Liquids</i>	
Molten heat transfer salts	0.000088
Refrigerant liquids	0.000176
Hydraulic fluid	0.000176
Industrial organic heat transfer media	0.000352
Ammonia liquid	0.000176
Ammonia liquid (oil bearing)	0.000528
Calcium chloride solutions	0.000528
Sodium chloride solutions	0.000528
CO <sub>2</sub> liquid	0.000176
Chlorine liquid	0.000352
Methanol solutions	0.000352
Ethanol solutions	0.000352
Ethylene glycol solutions	0.000352

**Gambar 2.17** TEMA Design Fouling Resistance For Industrial Fluid<sup>[3]</sup>

$\Delta T_m$  merupakan perbedaan temperatur rata-rata antara kedua fluida yang mengalir pada suatu heat exchanger yang memiliki perbedaan temperatur pada masing-masing bagian. Susunan aliran *counterflow* memiliki persamaan  $\Delta T_m$  sebagai berikut<sup>[2]</sup>:



**Gambar 2.18** Grafik temperature-jarak perpindahan panas pada aliran *counterflow*

$$\Delta T_{lm,cf} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (2.22)$$

$\Delta T_{lm,cf}$  adalah LMTD (*log mean tempeartur diffrence*) untuk aliran *crossflow* dimana  $\Delta T_1$  adalah perbedaan temperatur antara fluida panas dengan fluida dingin pada sisi satu dan  $\Delta T_2$  adalah perbedaan temperatur antara fluida panas dengan fluida dingin pada sisi dua.

$$\Delta T_{lm} = \Delta T_{lm,cf} F \quad (2.23)$$

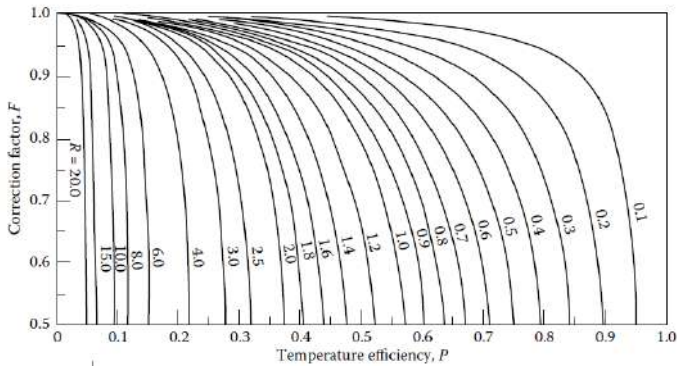
$$F = \phi (P, R \text{ flow arrangement})$$

F adalah faktor koreksi terhadap  $\Delta T_{lm}$  akibat jumlah *tube passes*. F adalah variabel tak berdimensi yang merupakan fungsi dari R dan P, R adalah perbandingan rata-rata kapasitas kalor

sedangkan  $P$  adalah temperatur efektif pada sisi fluida dingin. Persamaan  $P$  dan  $R$  dapat dipahami sebagai berikut<sup>[3]</sup>:

$$P = \frac{T_{c2} - T_{c1}}{T_{h1} - T_{c1}} \quad (2.24)$$

$$R = \frac{T_{h1} - T_{h2}}{T_{c2} - T_{c1}} \quad (2.25)$$



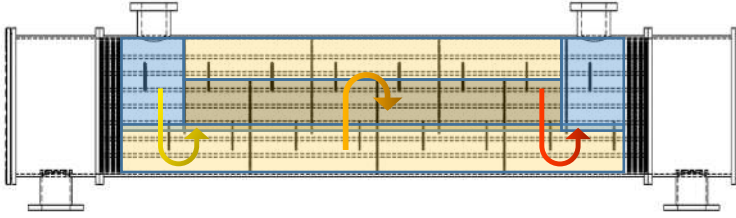
**Gambar 2.19** *LMTD correction factor  $F$  untuk dua laluan shell*

## 2.5. Penurunan Tekanan pada CCCW Heat Exchanger

### 2.5.1 Penurunan tekanan di sisi shell

Penurunan tekanan pada sisi shell terbagi menjadi 3 bagian yaitu sisi window, entrance dan cross sectional, untuk dapat memahami hal tersebut dapat dilihat pada gambar 2.21. Daerah yang berwarna biru merupakan daerah entrance yang mana dalam menentukan pressure drop di sisi ini dapat digunakan persamaan berikut :

$$\Delta P_c = 2 \Delta P_{bi} \frac{N_c + N_{cw}}{N_c} R_B R_s \quad (2.26)$$



**Gambar 2.20** *Pressure Drop sisi shell*

Daerah yang berwarna keemasan merupakan daerah window, untuk menentukan pressure drop pada sisi window perlu diketahui nilai  $\Delta P_{wi}$ .  $\Delta P_{wi}$  merupakan fungsi dari *mass flow rate* sisi *shell* dan *cross sectional area* dapat digunakan persamaan berikut<sup>[3]</sup> :

$$\Delta P_{wi} = \frac{m_s^2 (2 + 0,6N_{cw})}{2 \rho_s A_s A_w} \quad (2.27)$$

$$\Delta P_w = \Delta P_{wi} N_b R_L \quad (2.28)$$

Daerah yang berwarna merah merupakan daerah cross sectional, untuk menentukan nilai pressure drop pada daerah ini dapat digunakan persamaan 2.29 . Tabel 2.4 berisi data variable yang digunakan untuk memnentukan nilai a dan b dengan layout tertentu<sup>[3]</sup>.

$$\Delta P_{bi} = 4 \frac{f_i G_s^2}{2 \rho_s} \left( \frac{\mu_w}{\mu_s} \right)^{0,14} \quad (2.29)$$

$$\Delta P_c = \Delta P_{bi} (N_B - 1) R_l R_b \quad (2.30)$$



Layout Angle	Reynolds Number	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$	$b_1$	$b_2$	$b_3$	$b_4$
30°	10 <sup>4</sup> –10 <sup>4</sup>	0.321	–0.388	1.450	0.519	0.372	–0.123	7.00	0.500
	10 <sup>4</sup> –10 <sup>3</sup>	0.321	–0.388			0.486	–0.152		
	10 <sup>3</sup> –10 <sup>2</sup>	0.593	–0.477			4.570	–0.476		
	10 <sup>3</sup> –10	1.360	–0.657			45.100	–0.973		
	<10	1.400	–0.667			48.000	–1.000		
45°	10 <sup>4</sup> –10 <sup>4</sup>	0.370	–0.396	1.930	0.500	0.303	–0.126	6.59	0.520
	10 <sup>4</sup> –10 <sup>3</sup>	0.370	–0.396			0.333	–0.136		
	10 <sup>3</sup> –10 <sup>2</sup>	0.730	–0.500			3.500	–0.476		
	10 <sup>3</sup> –10	0.498	–0.656			26.200	–0.913		
	<10	1.550	–0.667			32.00	–1.000		
90°	10 <sup>4</sup> –10 <sup>4</sup>	0.370	–0.395	1.187	0.370	0.391	–0.148	6.30	0.378
	10 <sup>4</sup> –10 <sup>3</sup>	0.107	–0.266			0.0815	+0.022		
	10 <sup>3</sup> –10 <sup>2</sup>	0.408	–0.460			6.0900	–0.602		
	10 <sup>3</sup> –10	0.900	–0.631			32.1000	–0.963		
	<10	0.970	–0.667			35.0000	–1.000		

**Gambar 2.21** Tabel koefisien  $f_i$  berdasarkan layout<sup>[3]</sup>

## 2.5.2 Penurunan tekanan di sisi *tube*

Penurunan tekanan di sisi *tube* terdiri dari major losses dan minor losses. Major losses diakibatkan oleh adanya gesekan di internal *tube*. Minor losses pada *tube* diakibatkan adanya perubahan arah aliran di dalam *tube* (pada aliran multipass), adanya perubahan luasan (sudden expansion dan sudden contraction). Nilai pressure drop dihitung dengan persamaan 2.31<sup>[3]</sup> sedangkan untuk menghitung minor losses dapat digunakan persamaan 2.32<sup>[3]</sup>

$$\Delta P_{tube} = 4f \frac{LN_p \rho v^2}{d_{t,i} 2g} \quad (2.31)$$

$$\Delta P_{tube} = 4f N_p \frac{\rho v^2}{2g} \quad (2.32)$$

Besarnya koefisien gesek dapat dihitung persamaan berikut<sup>[2]</sup> :

$$f = (1,58 \ln Re - 3,28)^{-2} \quad (2.33)$$

$L$  = Panjang penukar panas ( m ).

$N_p$  = Jumlah *tube* pass.

$V$  = Kecepatan rata – rata aliran dalam *tube* ( m/s ).

$\Delta P_{tube}$  = Pressure drop pada *tube* ( Pa ).

## 2.6. Perencanaan CCCW Heat Exchanger

Perencanaan alat penukar panas *Shell and Tube* akan didasarkan pada prinsip kesetimbangan energi dan perpindahan panas. Permulaan dari perencanaan yaitu dengan menghitung kalor pada sisi *shell* maupun pada sisi *tube* , beda temperatur rata-rata logaritmik dan koefisien perpindahan panas, kemudian dapat ditentukan dimensi dari *heat exchanger* tersebut agar memenuhi kesetimbangan energi dan sesuai standart yang telah disusun oleh TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturers Association*). Di dalam merencanakan suatu *heat exchanger* ada beberapa hal yang perlu diperhatikan sebagai pertimbangan perencanaan, yaitu :

1. Persyaratan perpindahan panas.
2. Ukuran Geometri.
3. Karakteristik penurunan tekanan
4. Vibrasi yang terjadi pada saat operasi.
5. ketersediaan manufacture
6. Biaya pembuatan

Pada perencanaan *heat exchanger* kali ini lebih di fokuskan pada analisis perpindahan panas, ukuran geometri, dan karakteristik penurunan tekanan.

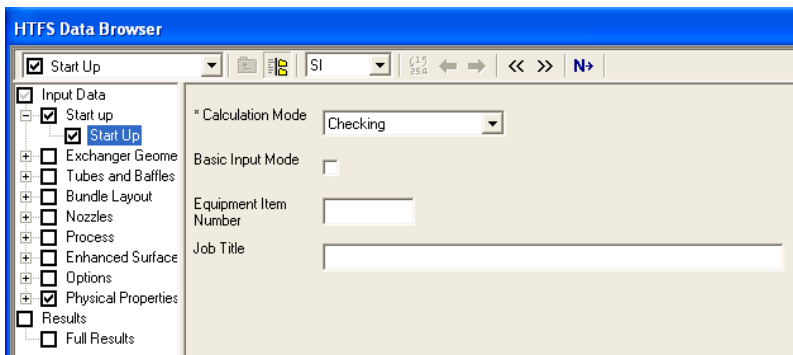
## 2.7. Perancangan Menggunakan Aspen Software

*Aspen TASQ* merupakan salah satu jenis *software* yang mampu melakukan *checking* desain *heat exchanger* yang telah dihitung dengan metode  $\Delta T_{lmt}$ . Hasil Pada program ini dapat ditinjau segi perpindahan panas, *pressure drop*, vibrasi , hingga *setting plan*. Penyelesaian permasalahan dengan menggunakan *Software* memerlukan data masukan sebagai berikut :

1. Definisi problem (*Checking*), memberi keterangan berupa nama dan referensi yang digunakan pada project yang akan dibuat, memberikan masukan mengenai proses yang terjadi secara umum pada

- desain, dan mendeskripsikan kondisi masukan dan keluaran dari proses yang di desain.
2. Data properties, penentuan komposisi dan properties fluida yang mengalir pada sisi panas dan dingin.
  3. Geometri *heat exchanger*, seperti geometri secara umum, spesifikasi *Shell, Heads, Tubesheets*, susunan dan geometri *tube sheet*, penentuan *baffles*, penentuan geometri dan peletakan *nozzles*.
  4. Spesifikasi kontruksi, seperti penentuan material yang digunakan dan spesifikasi dari desain.

Hasil dari software berupa perbandingan nilai  $Ac/Ar$  akan dijadikan pertimbangan dalam menentukan desain heat exchanger telah sesuai dengan kebutuhan system



**Gambar 2.22** *Interface soft*



## **BAB III METODOLOGI**

### **3.1 Metodologi Penelitian**

Tahapan yang dilakukan untuk melakukan simulasi dan analisis *Heat Exchanger* CCCW dengan menggunakan beberapa variasi kecepatan pada sisi tube adalah sebagai berikut:

a. Studi Kasus

Dilakukan identifikasi masalah yang ada pada sistem pendinginan di pangkalan susu unit 2, tepatnya pada sistem pendinginan *oil cooler* dan H<sub>2</sub> generator. Identifikasi ini meliputi inspeksi pada *oil cooler* dan H<sub>2</sub> generator unit 2 untuk mengetahui keadaan fisik dan operasinya.

b. Studi Literatur

Studi literatur fokus pada bagaimana merancang sistem heat exchanger dan mempelajari karakteristik variasi kecepatan pada sisi tube yang akan diaplikasikan pada batas operasional *heat exchanger*. Selain itu perlu dipelajari analisis termodinamika dan perpindahan panas untuk menghitung kalor, geometri dan *pressure drop*. Studi literatur diperoleh dari *e-book*, jurnal, dan penelitian yang berkaitan dengan topik permasalahan yang akan diteliti.

c. Pengumpulan dan Pengolahan Data

Pengumpulan data yang dilakukan diperoleh dari berbagai jurnal dan penelitian tentang *heat exchanger* yang sudah dilakukan sebelumnya. Data-data pendukung yang digunakan dalam perancangan mempunyai peranan yang sangat penting sebagai dasar dalam menentukan langkah-langkah perancangan alat yang diinginkan, data tersebut diantaranya didapatkan dari data operasi PLTU pangkalan susu unit 2. Properties fluida disesuaikan dengan kondisi

operasional yang ada pada sistem. Properties pada fluida kerja yaitu temperatur masuk pada sisi *shell*, temperatur keluar pada sisi *shell*, temperatur masuk pada sisi pipa, temperatur keluar pada sisi pipa dan *mass flow rate*.

d. Permodelan

Tahapan ini diawali dengan perancangan heat exchanger menggunakan *software* dengan beberapa referensi desain *heat exchanger* pada kondisi *existing*. Setelah itu dilakukan perhitungan dengan termodinamika dan perpindahan panas.

e. analisis dan Pengolahan Data Hasil Simulasi

Hasil dari *redesign* menggunakan *software* dan perhitungan termodinamika dan perpindahan panas akan di analisis, hal ini bertujuan untuk mengetahui dimensi yang optimal berdasarkan variasi kecepatan pada sisi pipa. Perhitungan manual akan menghasilkan data berupa sedangkan *software* akan menunjukan hasil *redesign* berupa data tabel, grafik, *setting plan* dan TEMA *sheet*.

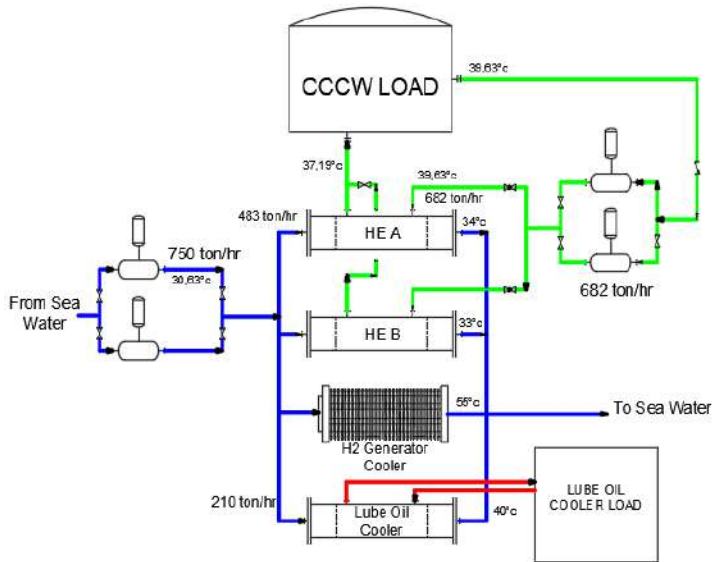
f. Penyusunan Laporan

Hasil dari *redesign* dan analisisnya akan dituangkan ke dalam sebuah laporan yang disusun secara sistematis yang sesuai dengan laporan tugas akhir pada umumnya.

### 3.2 Sekilas Heat exchanger CCCW PLTU

*Heat exchanger CCCW* berfungsi untuk menidinginkan berbagai komponen dari suatu pembangkit listrik tenaga uap, dimana beban pendinginan dari CCCW *heat exchanger* adalah *Air compreesor cooler*, *bearing oil cooler*, *bearing cooler*, *oil lubricating cooler*, *generator stator water inlet*, *motor air cooler* dan *EH.oil cooler*. *Heat exchanger CCCW* berjenis *shell and tube* yang menggunakan air laut yang sebagai media pendingin untuk mendinginkan *demineral water*.

Peran air laut selain sebagai media pendingin pada CCCW *heat exchanger* air laut juga berfungsi untuk mendinginkan *lube oil cooler* dan  $H_2$  *generator cooler*. Dalam penerapannya, air laut menyebabkan beberapa masalah pada *lube oil cooler* dan  $H_2$  *generator cooler*. Air laut yang memiliki tingkat garam yang tinggi sering sekali menyebabkan *tube* pada *heat exchanger* cepat mengalami korosi sehingga harus dilakukan penutupan *tube* atau pergantian *tube*, tingkat endapan pada air laut menyebabkan tingkat *fouling* yang tinggi, *fouling* yang tinggi akan menyebabkan penurunan laju perpindahan panas dan meningkatnya daya suplai pompa. Oleh karena itu pada akan dibuat siklus tertutup yang berfungsi untuk mendinginkan  $H_2$  generator dan *lube oil cooler* dengan menggunakan media pendingin *demineral water*, pada siklus tertutup tersebut akan dilengkapi oleh pompa, CCCW *heat exchanger* dan *gate valve*. Kali ini *re-design* dibahas tentang langkah-langkah dalam pengerjaan CCCW *heat exchanger* untuk menerima beban pendinginan *lube oil cooler* dan  $H_2$  *generator cooler*. Data-data yang digunakan pada tugas akhir ini adalah data operasional CCCW *heat exchanger* PLTU pangkalan susu dan diolah dengan mengambil cara pengerjaan dari beberapa sumber.



**Gambar 3.1** Skema sederhana OCCW system saat ini

### 3.3 Pengumpulan Data

Data yang digunakan untuk melakukan simulasi didapat dari data operasi, data pengukuran dan data desain *CCCW Heat Exchanger* pada PLTU. Data pengukuran dapat dilihat pada tabel 3.1.



Tabel 3.1 Data Perhitungan

NO	Parameter	Inlet (°C)	Outlet (°C)	Ampere (A)
1	OCCW PUMP 1A			
	OCCW PUMP 1B		31,13	182
2	HE OCCW 1A	30,63	34,16	
	HE OCCW 1B	30,63	33,15	
3	H2 COOLER	31,03	50 (ROTOR)	
			64 (ROTOR)	
			42 (STATOR)	
			46 (STATOR)	
4	Lube Oil Cooler 1A	31,01	40	
	Lube Oil Cooler 1B	31,01	38	
5	CCCW PUMP 1A		39,72	213
	CCCW PUMP 1B		39,72	208
6	HE CCCW 1A	39,63	37,19	
	HE CCCW 1B	35,55	32,9	

Selain data *properties* ,terdapat data information plate dari *heat exchanger* A dan pompa CCCW dan OCCW



Gambar 3.2 Information plate LTGZ Heat Exchanger A

New equipment static checklist before test running			
Record name		#1B OCCW pump	Record NO.
		GPEC/TS01/QJ/03/02/002	
Equipment Nameplate of Motor:		Location: #1 Turbine Room 0m	
Nameplate	Delivery date: 2009.06	Model: Y2-315M-4TH	
	Rated voltage: 380V	No.: JB/T86804	
	Rated power: 132 KW	Rated current: 240 A	
	Frequency: 50Hz	Rated speed: 1485 r/min	
	Class Isolation: IP55	Motor connection mode: $\Delta$	
	Manufacturer: Changsha Electric Motor Factory Co. Ltd		
Equipment Nameplate of rotating machinery:		System: OCCW system	
Nameplate	Delivery date: 2009.06	Model: SLOW350	
	Rated Capacity: 750 m <sup>3</sup> /h	No.: 9060003	
	Inlet Pressure:	Rated Head: 26 m <sup>3</sup> H <sub>2</sub> O	
	Rated Pressure:	Outlet Pressure:	
	Manufacturer: China Shanghai Liancheng Co., Ltd		
	Unconfirmed <input checked="" type="checkbox"/> confirmed <input checked="" type="checkbox"/>		

**Gambar 3.3** *Information plate OCCW pump*

New equipment static checklist before test running			
Record name		#1A CCCW Pump	Record NO.
		GPEC/T01/QJ/01/02/001	
Equipment Nameplate of Motor:		Location: #1 Turbine 0m	
Nameplate	Delivery date: 2009.06	Model: Y2-315M-4	
	Rated voltage: 380V	No.: 24612	
	Rated power: 132 KW	Rated current: 240 A	
	Frequency: 50 Hz	Rated speed: 1485 r/min	
	Class Isolation: IP55	Motor connection mode: $\Delta$	
	Manufacturer: Changsha Electric Motor Factory Co., Ltd		
Equipment Nameplate of rotating machinery:		System: Vacuum System	
Nameplate	Delivery date: 2009.10	Model: SLOW200-41010	
	Rated Capacity: 682 m <sup>3</sup> /h	No.: 9060005	
	Inlet Pressure:	Rated Head: 54	
	Rated Pressure:	Outlet Pressure:	
	Manufacturer: China Shanghai Liancheng (Group) Co., Ltd		
	Unconfirmed *	confirmed $\checkmark$	
1. Visual check			Evaluation:

**Gambar 3.4** Information plate CCCW pump

Properties dari seawater dan demineral water pada tekanan 1 atm dapat dilihat pada table berikut<sup>[3]</sup>

**Tabel 3.2** *Specific Heat Capacity* untuk seawater

	Salinity, g/kg														
Temp, °C	0	10	20	30	35	40	50	60	70	80	90	100	110	120	
0	4206.9	4141.8	4079.3	4019.2	3990.1	3961.7	3906.6	3853.9	3803.8	3756.1	3711.0	3668.3	3628.1	3590.3	
10	4196.9	4136.7	4078.4	4022.2	3994.9	3968.1	3915.9	3865.8	3817.7	3771.6	3727.6	3685.6	3645.6	3607.7	
20	4189.4	4132.9	4078.1	4024.9	3998.9	3973.4	3923.6	3875.4	3828.9	3784.1	3740.9	3699.4	3659.6	3621.4	
25	4186.5	4131.5	4078.1	4026.2	4000.8	3975.8	3926.9	3879.5	3833.7	3789.3	3746.5	3705.2	3665.4	3627.1	
30	4184.2	4130.6	4078.3	4027.5	4002.6	3978.0	3930.0	3883.3	3837.9	3794.0	3751.4	3710.3	3670.5	3632.1	
40	4181.4	4129.8	4079.5	4030.3	4006.2	3982.3	3935.5	3889.8	3845.3	3801.9	3759.8	3718.8	3678.9	3640.2	
50	4180.9	4130.8	4081.7	4033.7	4010.0	3986.6	3940.5	3895.5	3851.5	3808.5	3766.5	3725.5	3685.5	3646.5	
60	4182.9	4133.6	4085.2	4037.8	4014.4	3991.2	3945.6	3900.8	3857.0	3814.1	3772.1	3731.0	3690.8	3651.6	
70	4187.3	4138.3	4090.2	4042.9	4019.6	3996.5	3950.9	3906.2	3862.4	3819.4	3777.2	3736.0	3695.5	3656.0	
80	4194.1	4145.0	4096.8	4049.4	4026.0	4002.8	3957.1	3912.2	3868.1	3824.9	3782.5	3740.9	3700.2	3660.3	
90	4203.4	4153.9	4105.3	4057.5	4033.9	4010.5	3964.4	3919.1	3874.7	3831.1	3788.3	3746.4	3705.3	3665.1	
100	4215.1	4165.0	4115.8	4067.4	4043.6	4019.9	3973.3	3927.5	3882.6	3838.6	3795.4	3753.1	3711.6	3671.1	
110	4229.4	4178.5	4128.6	4079.5	4055.4	4031.4	3984.2	3937.8	3892.4	3847.9	3804.3	3761.5	3719.7	3678.8	
120	4246.1	4194.5	4143.8	4094.1	4069.6	4045.3	3997.5	3950.5	3904.6	3859.5	3815.4	3772.3	3730.1	3688.8	

Dari table tersebut dapat diketahui nilai  $C_p$  pada temperature berikut :

32°C : 4003 kJ/kg k

35,5 °C : 4004,6 kj/kgk  
 33,75°C : 4004 kj/kg k

Tabel 3. 1 *densitas seawater*

	Salinity, g/kg													
Temp, °C	0	10	20	30	35	40	50	60	70	80	90	100	110	120
0	999.9	1007.9	1016.0	1024.0	1028.0	1032.0	1040.0	1048.0	1056.1	1064.1	1072.1	1080.1	1088.1	1096.2
10	999.5	1007.4	1015.2	1023.0	1027.0	1030.9	1038.7	1046.6	1054.4	1062.2	1070.1	1077.9	1085.7	1093.6
20	998.0	1005.7	1013.4	1021.1	1024.9	1028.8	1036.5	1044.1	1051.8	1059.5	1067.2	1074.9	1082.6	1090.3
25	996.9	1004.5	1012.2	1019.8	<b>1023.6</b>	1027.4	1035.0	1042.6	1050.3	1057.9	1065.5	1073.1	1080.7	1088.4
30	995.6	1003.1	1010.7	1018.2	1022.0	1025.8	1033.4	1040.9	1048.5	1056.1	1063.6	1071.2	1078.7	1086.3
40	992.2	999.7	1007.1	1014.6	1018.3	1022.1	1029.5	1037.0	1044.5	1052.0	1059.4	1066.9	1074.4	1081.8
50	988.1	995.5	1002.9	1010.3	1014.0	1017.7	1025.1	1032.5	1039.9	1047.3	1054.7	1062.1	1069.5	1076.9
60	983.2	990.6	998.0	1005.3	1009.0	1012.7	1020.0	1027.4	1034.7	1042.1	1049.5	1056.8	1064.2	1071.5
70	977.8	985.1	992.5	999.8	1003.5	1007.1	1014.5	1021.8	1029.1	1036.5	1043.8	1051.2	1058.5	1065.8
80	971.8	979.1	986.5	993.8	997.5	1001.1	1008.5	1015.8	1023.1	1030.5	1037.8	1045.1	1052.5	1059.8
90	965.3	972.6	980.0	987.3	991.0	994.7	1002.0	1009.4	1016.8	1024.1	1031.5	1038.8	1046.2	1053.5
100	958.3	965.7	973.1	980.5	984.2	987.9	995.2	1002.6	1010.0	1017.4	1024.8	1032.2	1039.6	1047.0
110	950.9	958.3	965.8	973.2	976.9	980.6	988.1	995.5	1003.0	1010.4	1017.8	1025.3	1032.7	1040.2
120	943.0	950.6	958.1	965.6	969.3	973.1	980.6	988.1	995.6	1003.1	1010.6	1018.1	1025.6	1033.1

Dari table tersebut dapat diketahui nilai densitas pada temperature berikut :

34°C : 1020 m<sup>3</sup>/g

Tabel 3. 2 *Dynamic viscosity seawater*Dynamic viscosity of seawater x 10<sup>3</sup>, kg/m s

P = P0 ( 1 atm for t &lt;= 100°C, Seawater vapor pressure for t &gt; 100 °C)

2

	Salinity, g/kg													
Temp, °C	0	10	20	30	35	40	50	60	70	80	90	100	110	120
0	1.791	1.820	1.852	1.887	1.906	1.925	1.965	2.008	2.055	2.104	2.156	2.210	2.268	2.328
10	1.306	1.330	1.355	1.382	1.397	1.412	1.443	1.476	1.511	1.548	1.586	1.627	1.669	1.714
20	1.002	1.021	1.043	1.065	1.077	1.089	1.114	1.140	1.168	1.197	1.227	1.259	1.292	1.326
25	0.890	0.908	0.928	0.948	0.959	0.970	0.993	1.016	1.041	1.068	1.095	1.123	1.153	1.184
30	0.797	0.814	0.832	0.851	0.861	0.871	0.891	0.913	0.936	0.960	0.984	1.010	1.037	1.064
40	0.653	0.667	0.683	0.699	0.707	0.716	0.734	0.752	0.771	0.791	0.812	0.833	0.855	0.878
50	0.547	0.560	0.573	0.587	0.594	0.602	0.617	0.633	0.649	0.666	0.684	0.702	0.721	0.740
60	0.466	0.478	0.490	0.502	0.508	0.515	0.528	0.542	0.556	0.571	0.586	0.602	0.618	0.635
70	0.404	0.414	0.425	0.436	0.441	0.447	0.459	0.471	0.484	0.497	0.510	0.524	0.538	0.553
80	0.354	0.364	0.373	0.383	0.388	0.393	0.404	0.415	0.426	0.437	0.449	0.462	0.474	0.487
90	0.315	0.323	0.331	0.340	0.345	0.349	0.359	0.369	0.379	0.389	0.400	0.411	0.422	0.434
100	0.282	0.289	0.297	0.305	0.309	0.313	0.322	0.331	0.340	0.350	0.359	0.369	0.380	0.390
110	0.255	0.262	0.269	0.276	0.280	0.283	0.291	0.299	0.308	0.316	0.325	0.334	0.344	0.354
120	0.232	0.238	0.245	0.251	0.255	0.258	0.265	0.273	0.280	0.288	0.297	0.305	0.314	0.323

Dari table tersebut dapat diketahui nilai viskositas dinamis pada temperature berikut :

34°C : 0,000797 m<sup>3</sup>/g

Tabel 3. 3 *Prandt number seawater*

	Salinity, g/kg												
Temp, °C	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
0	13.18	13.19	13.22	13.27	13.34	13.43	13.54	13.67	13.82	13.99	14.19	14.40	14.625
10	9.32	9.35	9.39	9.45	9.52	9.60	9.70	9.80	9.92	10.05	10.19	10.35	10.510
20	6.95	6.99	7.04	7.10	7.17	7.24	7.32	7.41	7.50	7.61	7.72	7.83	7.959
30	5.40	5.45	5.50	5.55	5.61	5.68	5.74	5.82	5.90	5.98	6.07	6.16	6.262
40	4.34	4.38	4.42	4.47	4.53	4.59	4.65	4.71	4.78	4.85	4.92	5.00	5.075
50	3.57	3.61	3.65	3.70	3.74	3.80	3.85	3.90	3.96	4.02	4.08	4.15	4.213
60	3.00	3.04	3.08	3.12	3.16	3.21	3.25	3.30	3.35	3.40	3.45	3.51	3.566
70	2.57	2.60	2.64	2.68	2.71	2.75	2.79	2.84	2.88	2.93	2.97	3.02	3.070
80	2.23	2.26	2.30	2.33	2.36	2.40	2.44	2.48	2.51	2.55	2.60	2.64	2.680
90	1.97	2.00	2.03	2.06	2.09	2.12	2.15	2.19	2.22	2.26	2.29	2.33	2.370
100	1.76	1.78	1.81	1.84	1.86	1.89	1.92	1.95	1.99	2.02	2.05	2.09	2.120
110	1.59	1.61	1.63	1.66	1.68	1.71	1.74	1.76	1.79	1.82	1.85	1.88	1.916
120	1.447	1.466	1.487	1.509	1.532	1.556	1.581	1.606	1.633	1.660	1.688	1.717	1.747

Dari table tersebut dapat diketahui nilai Prndt number pada temperature berikut :

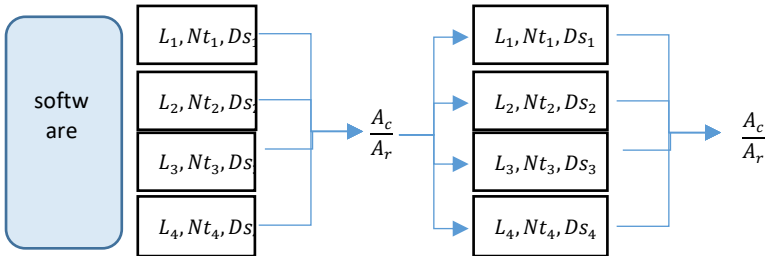
34°C : 5,12

Selain data operasi , ditentukan untuk desain heat exchanger yang baru memiliki spesifikasi sebagai berikut

- Diameter tube : 25,4 mm
- Tube pattern : 30°
- Tube pitch ratio : 1,25
- Tube surface : plain
- Tube type : smooth
- Jumlah laluan : 1
- Bahan tube : Titanium
- TEMA type : AES
- Baffle type : single segmental
- Baffle cut : 30%
- Baffle spacing : 0,4-0,6 Ds
- Exchanger position : Horizontal
- Pass layout : Ribbon (single band)

### 3.4 Proses Perancangan CCCW Heat Exchanger

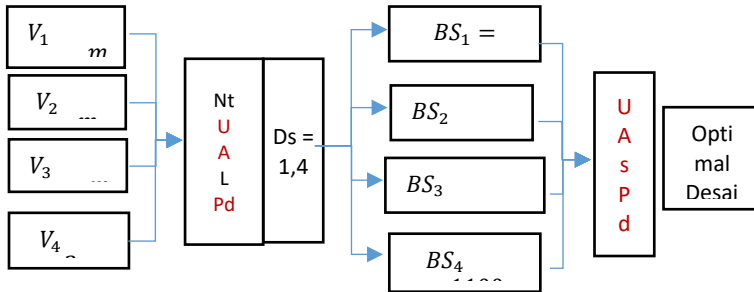
#### 3.4.1 Perancangan CCCW Heat Exchanger dengan *Software*



Gambar 3.5 Diagram alir sederhana untuk mendesain heat exchanger dengan variasi kecepatan dan variasi baffle spacing

- Definisi Problem, memberikan *input* mengenai proses yang terjadi secara umum pada desain, dan mendeskripsikan properties input dan output dari proses yang akan di desain. *Properties input* dan output meliputi temperature, tekanan , laju aliran massa , kualitas uap , *allowable pressure drop* dan *fouling factor*
- Data properties, penentuan komposisi fluida yang mengalir pada sisi panas dan dingin. Pemilihan komposisi ini berdasarkan beberapa data bank yang disediakan oleh software. pada simulasi ini dipilih Aspen properties sebagai data bank, dasar pemilihan ini dikarenakan Aspen databank menyediakan data input yang sederhana.
- Geometri Heat Exchanger, seperti geometri dan spesifikasi berdasarkan standard TEMA *Front/Cover/Rear* , *Tube layout* , *Tube surface* , *Tube type* , *Do* , *Tube pitch ratio* , jumlah laluan , *baffle type* , *baffle cut* *Exchanger position* *baffle spacing* , dan peletakan *nozzles*.
- Spesifikasi kontruksi, adalah penentuan material yang digunakan dan spesifikasi dari desain.

### 3.4.2 Perancangan CCCW heat exchanger dengan Metode LMTD



Gambar 3. 1 skematik sederhana untuk variasi kecepatan dan baffle spacing

Gambar 3.6 menjelaskan bagaimana proses desain dengan variasi kecepatan dan baffle spacing sehingga didapatkan desain yang optimal berdasarkan overall heat transfer luas perpindahan panas dan pressure drop.

a. Menentukan properties input :

- Mass flow rate CCCW pump
- Mass flow rate OCCW pump
- Mass flow rate, temperature inlet Lube oil cooler sisi shell
- Temperature outlet Lube oil cooler sisi shell
- Mass flow rate, temperature inlet Lube oil cooler sisi pipa
- Temperature outlet Lube oil cooler sisi pipa
- temperature inlet H<sub>2</sub> Generator cooler sisi pipa
- Temperature outlet H<sub>2</sub> Generator cooler sisi pipa (rotor 1 , rotor 2, stator 1 dan stator 2)
- Temperature inlet dan outlet CCCW HE sisi shell
- Temperature inlet dan outlet CCCW HE sisi pipa

b. Menentukan parameter input geometri

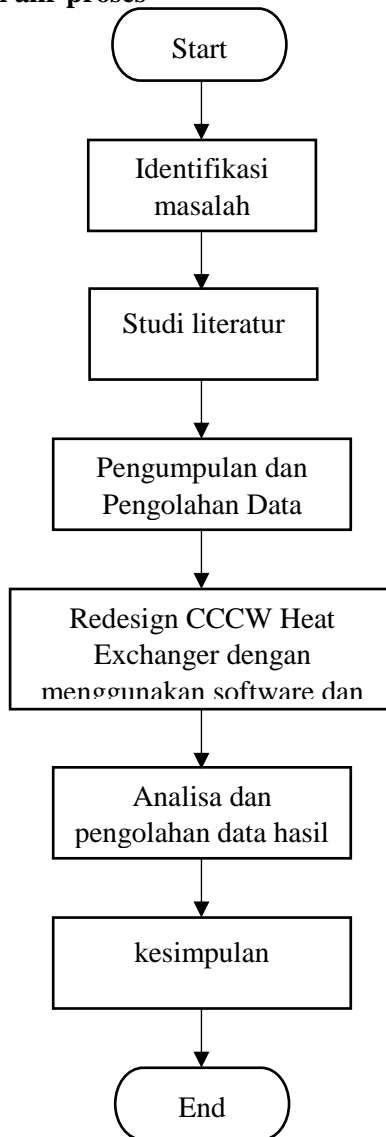
- Tube inside diameter (Di)



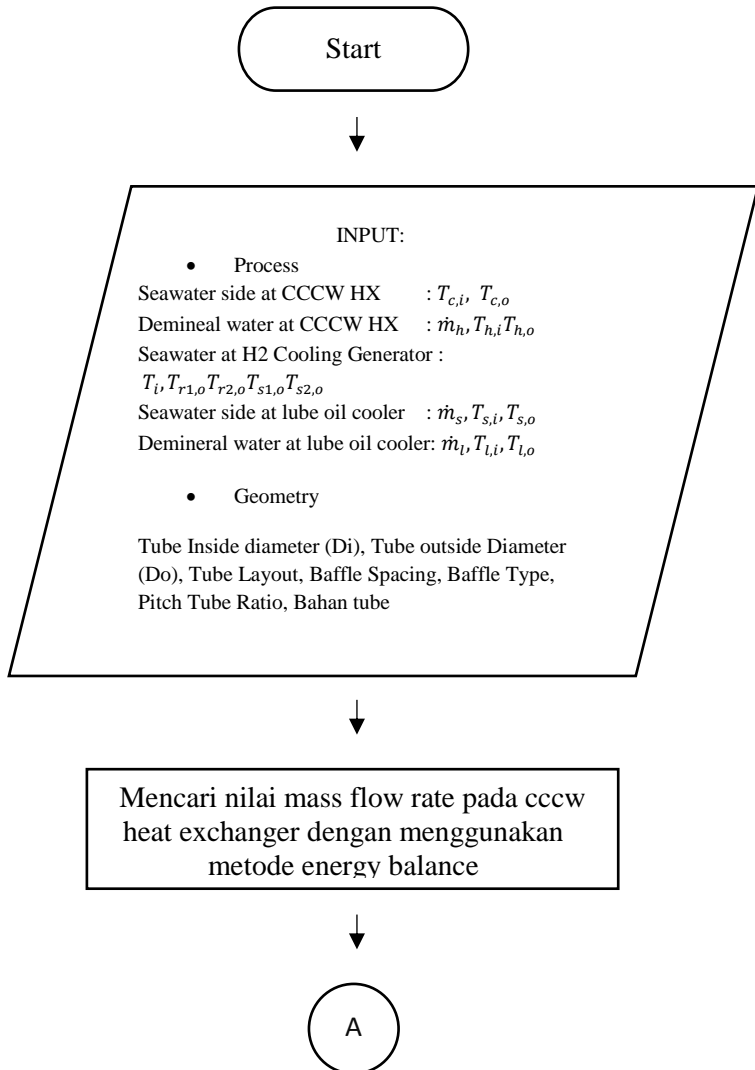
- Tube outside diameter (Do)
  - Tube layout
  - Baffle spacing
  - Pitch tube ratio
  - Bahan *tubes*
  - Jumlah laluan
- c. Melakukan variasi kecepatan sisi pipa yang digunakan.
  - d. Mencari properties fluida di sisi tube dan shell.
  - e. Menghitung jumlah tube dan diameter dalam shell.
  - f. Menghitung nilai koefisien konveksi di sisi tube ( $h_i$ ).
  - g. Menghitung diameter ekuivalen dan *shell side mass transfer*.
  - h. Menghitung koefisien konveksi di sisi shell ( $h_o$ )
  - i. Menghitung nilai F dan  $\Delta T_{LMTD}$
  - j. Menghitung luas perpindahan panas dari masing-masing zone
  - k. Menghitung panjang masing-masing zone.
  - l. Menghitung pressure drop pada sisi shell dan tube.
  - m. Menentukan desain optimal berdasarkan overall heat transfer dan pressure drop
  - n. Melakukan variasi baffle spacing pada desain optimal
  - o. Melakukan langkah D hingga N.
  - p. Menentukan desain optimal berdasarkan overall heat transfer dan pressure drop

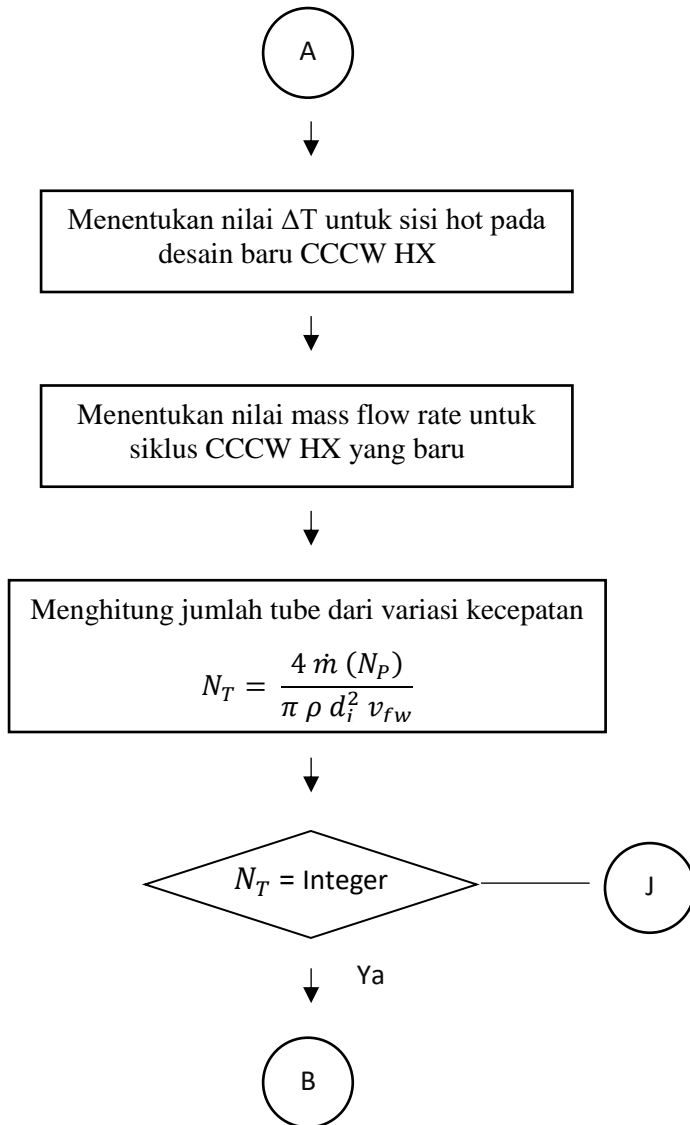
### 3.5 Diagram Alir

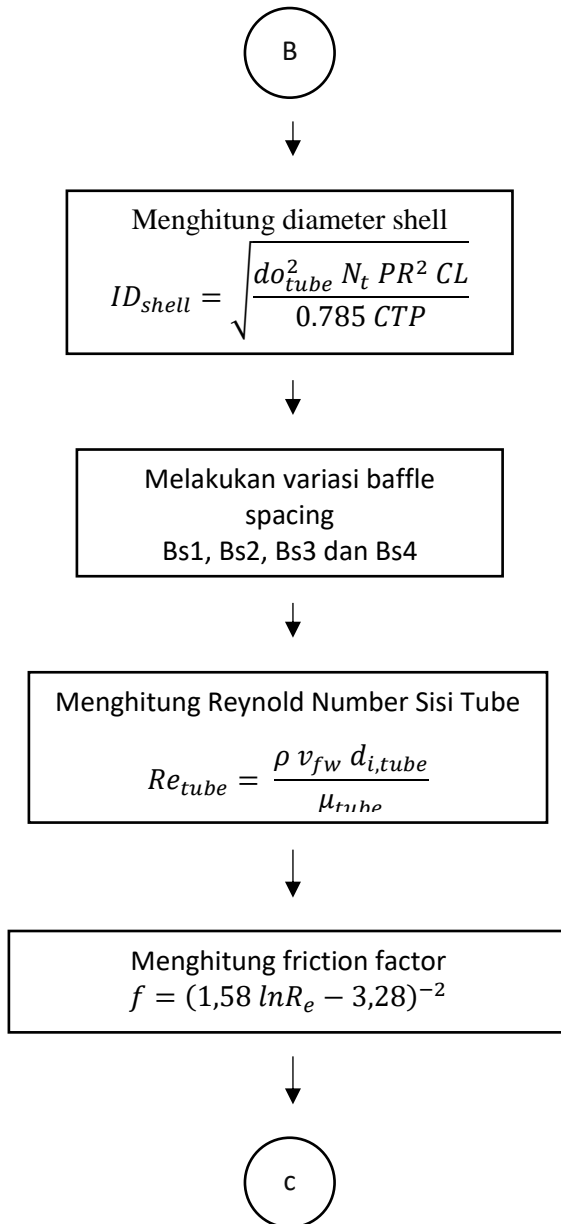
#### 3.5.1 Diagram alir proses

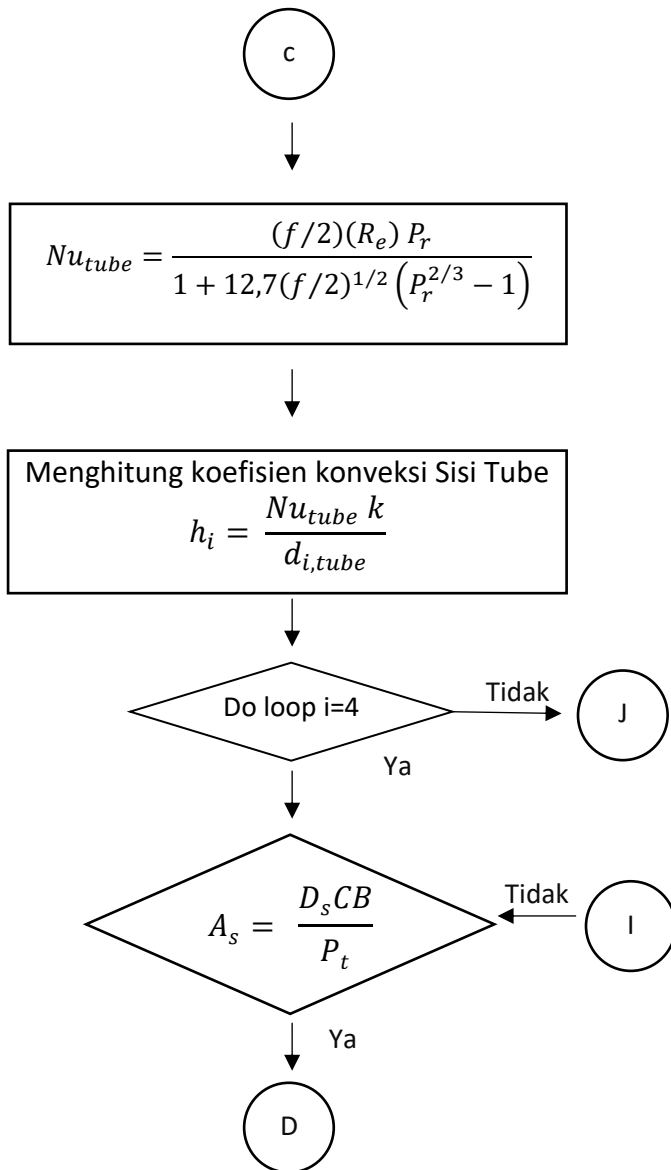


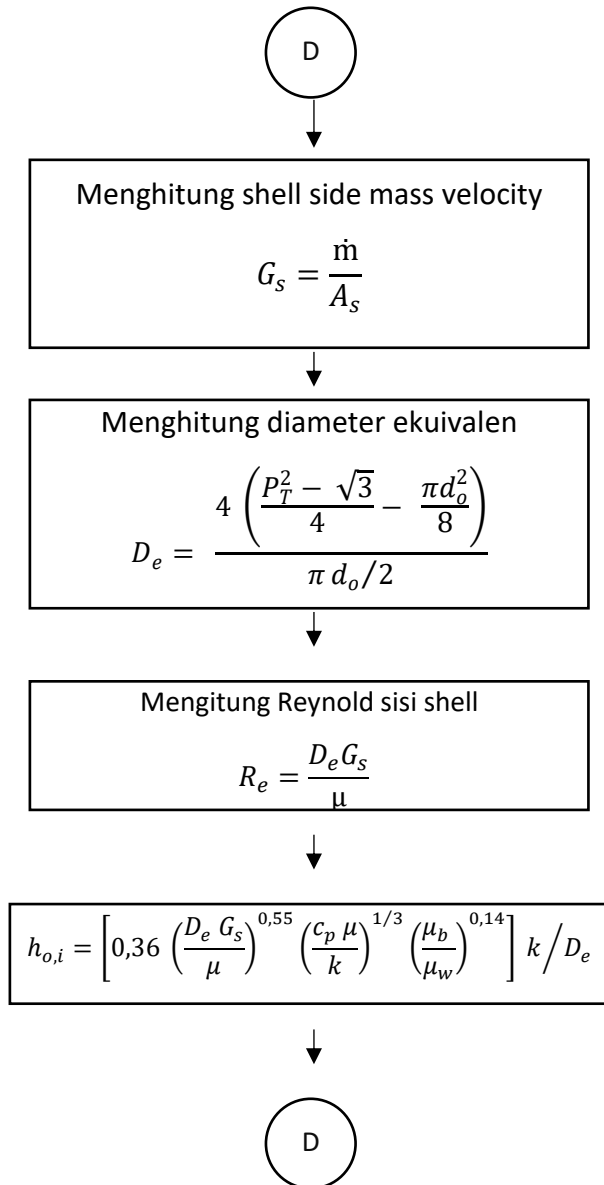
### 3.5.2 Flowchart Perhitungan Sizing dan Overall Heat Transfer Coefficient

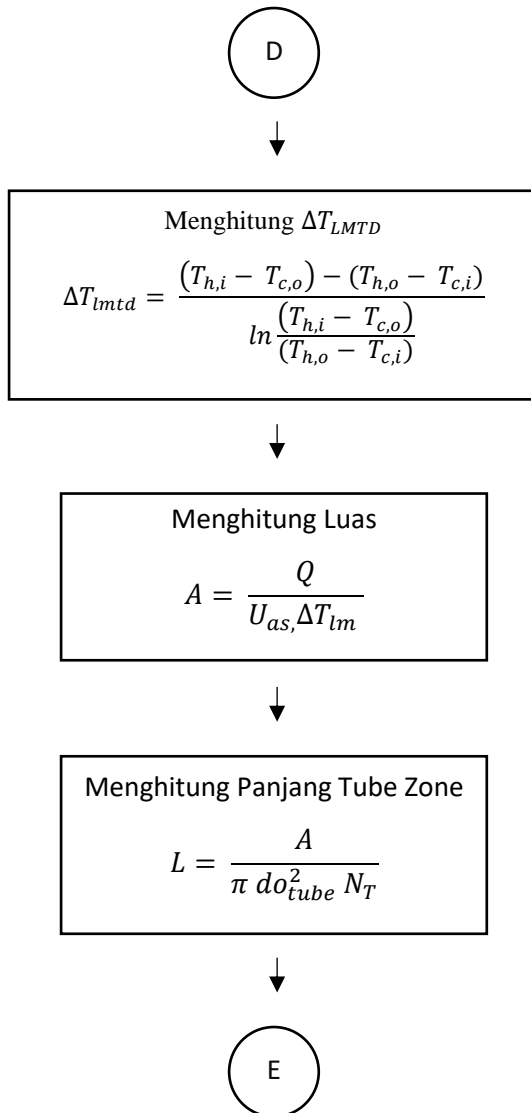




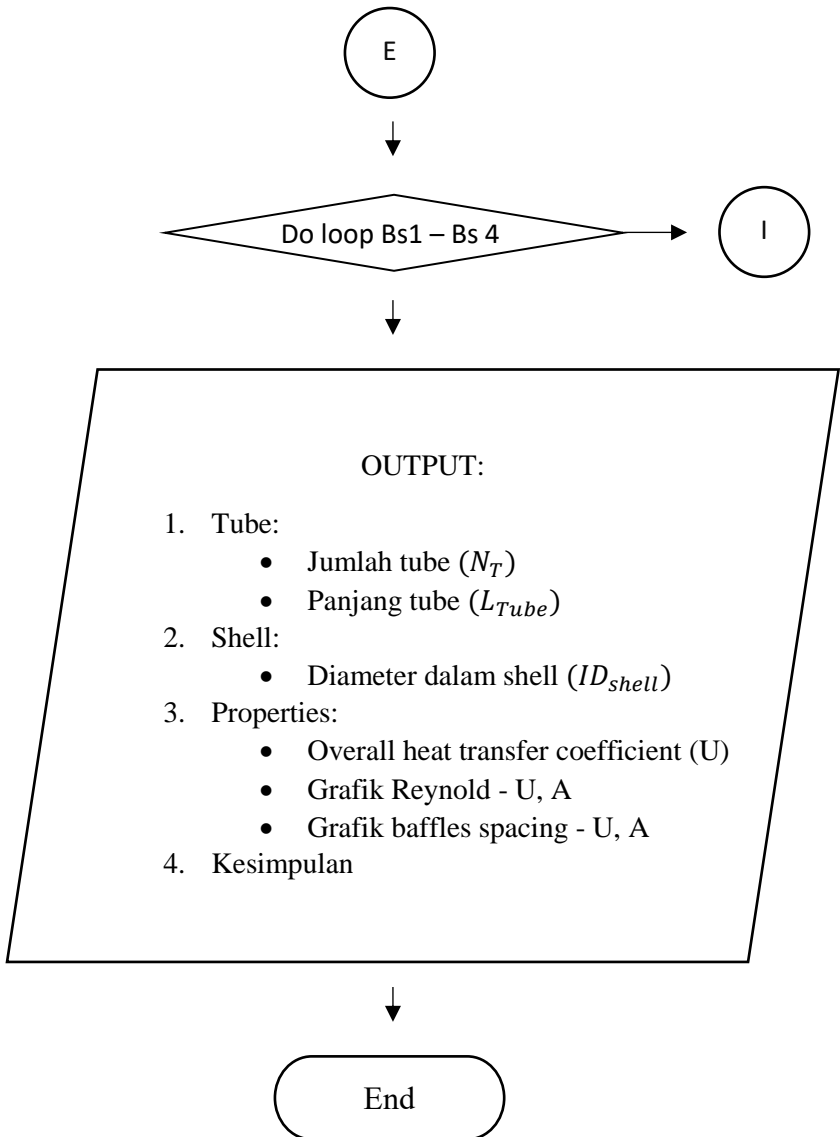




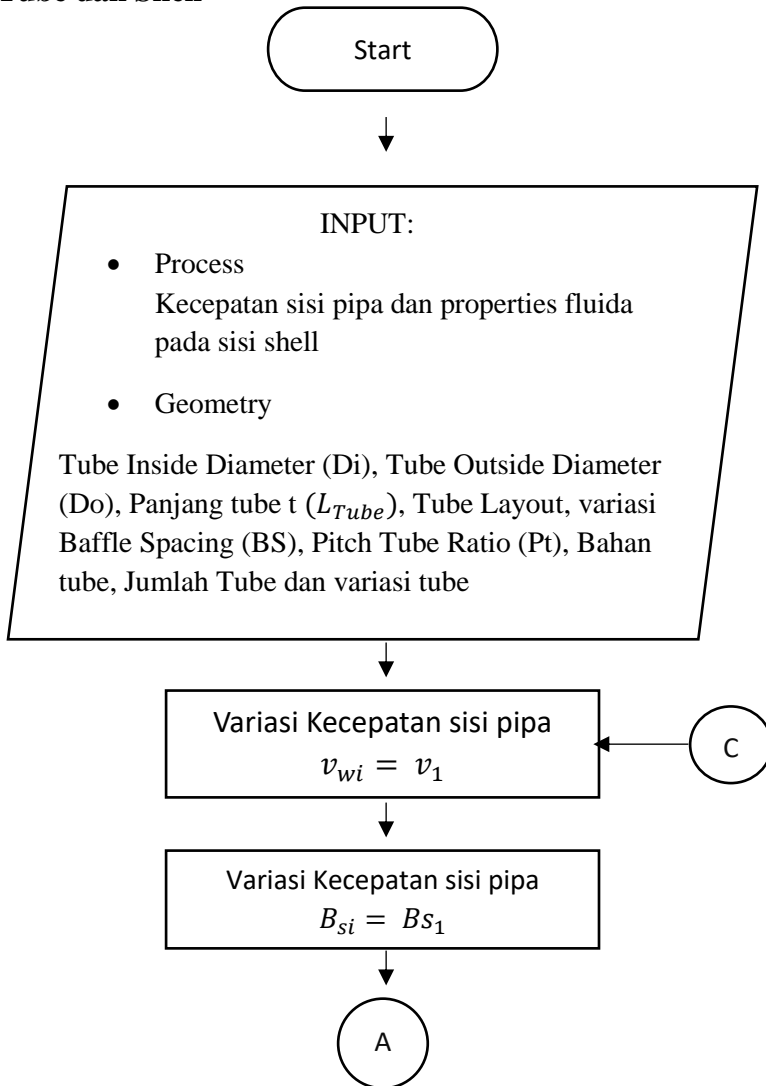


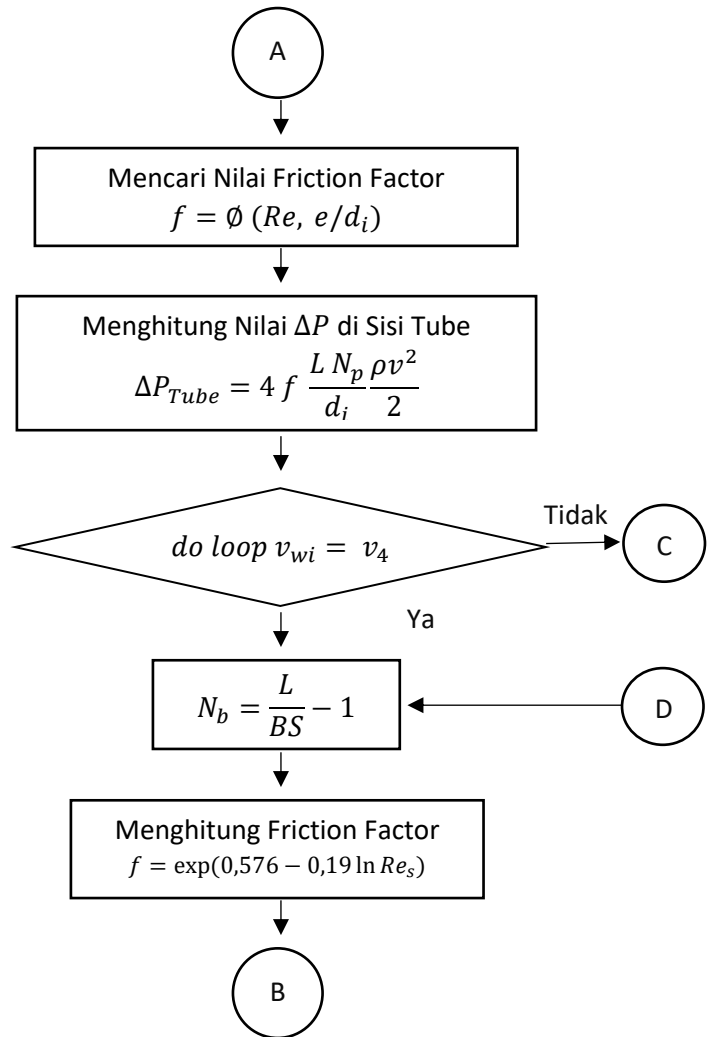


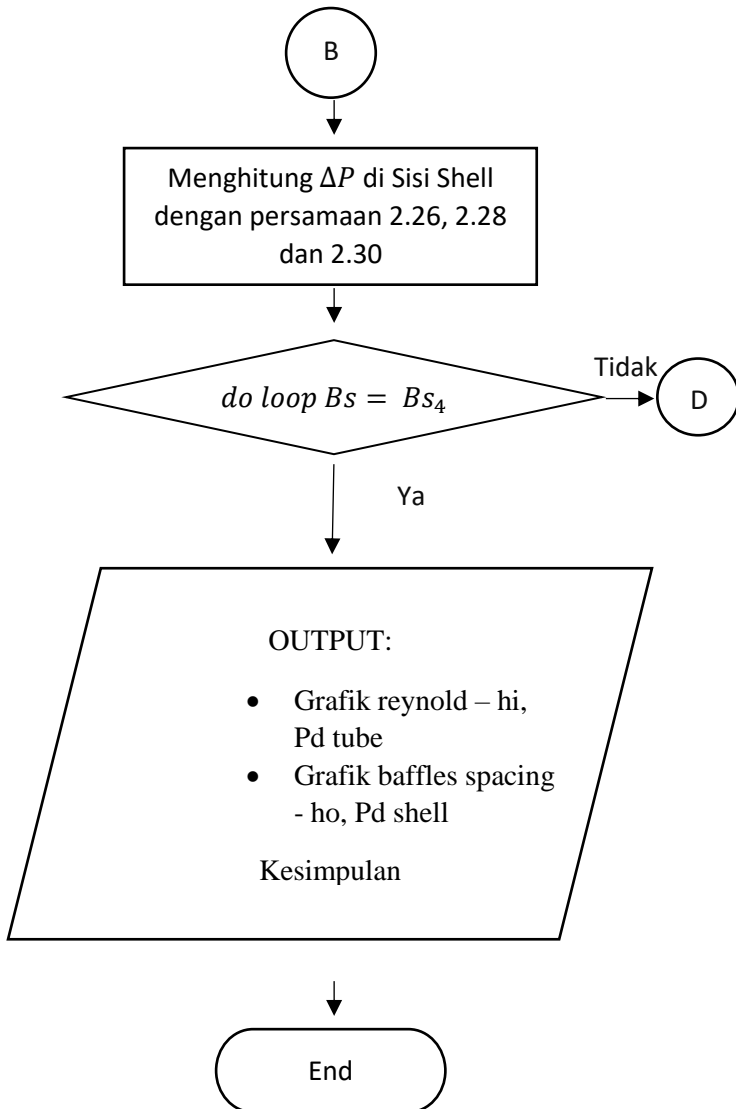




### 3.5.3 Flowchart Perhitungan Pressure Drop di sisi Tube dan Shell







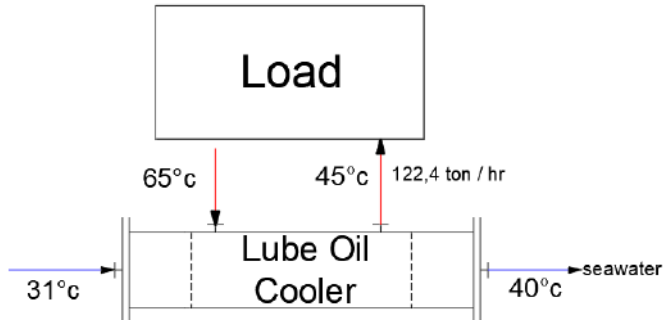
## BAB IV ANALISIS DAN PEMBAHAS

### 4.1 Kajian Cooling Load System CCCW

#### 4.1.1 Cooling Load dari Lube Oil Cooler .

Pada perancangan ulang desain *OCCW system* dan *CCCW system* menggunakan data-data operasi dari *OCCW system* dan *CCCW system* existing milik PLTU pada kondisi beban 70,1 %. Data-data tersebut dapat dilihat pada table 3.1, dan gambar 3.2, 3.3 dan 3.4. Data tersebut berfungsi untuk mendapatkan nilai Cooling Load dan laju aliran massa dari *CCCW system* , *H<sub>2</sub> generator Cooler* dan *Lube Oil Cooler* .

Proses perhitungan *Cooling Load Lube Oil Cooler* dimulai dari proses pembuatan *control volume*. Gambar 4.1 merupakan *control volume* dari *Lube Oil Cooler* yang mana dijadikan acuan dalam menganalisis *energy balance* pada *Lube Oil Cooler*, dengan mengacu data desain didapatkan nilai *Cooling Load* dari *Lube Oil Cooler*.



Gambar 4.1 *Lube Oil Cooler control volume*

$$Q = \dot{m}_{\text{lube oil cooler}} C_{p_{\text{oil}}} \Delta T$$

$$Q = \frac{2400 \frac{l}{min} \times 850 \frac{kg}{m^3}}{60 s \times 1000 \frac{l}{m^3}} \times 2027 \frac{j}{kg^{\circ}C} (65 - 45)$$

$$Q = 1378360 W = 1378,360 Kw$$

$\dot{m}$  = laju aliran massa (kg/s)  
 $C_p$  = Kapasitas kalor Spesifik (J/kg°C)  
 $T$  = Temperatur (°C)

Nilai kalor pada sisi *shell* di *Lube Oil Cooler* akan digunakan untuk mengetahui nilai laju aliran massa pada sisi pipa dengan menggunakan persamaan energi

$$Q_{in} = Q_{out}$$

$$\dot{m}_{seawater} C_{p_{seawater}} \Delta T = \dot{m}_{lube\ oil\ cooler} C_{p_{oil}} \Delta T$$

$$\dot{m}_{seawater} C_{p_{seawater}} \Delta T = 1378360\ W$$

$$\dot{m}_{seawater} = \frac{1378360\ W}{4004 (40 - 31)}$$

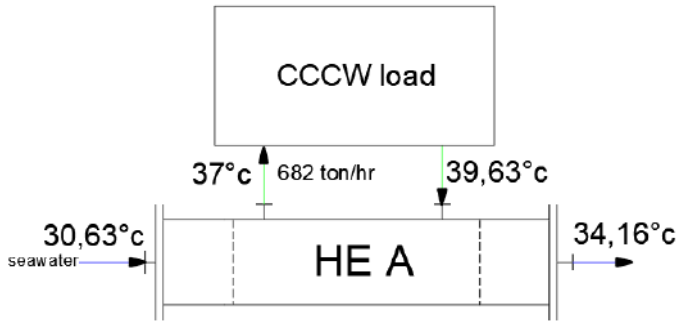
$$\dot{m}_{seawater} = 38,349\ \frac{kg}{s} = 137,698\ \frac{ton}{hr}$$

Hasil perhitungan tersebut ditampilkan dalam bentuk table untuk mempermudah menganalisis *system OCCW*

Tabel 4.1 *Energy Balance* pada *Lube Oil Cooler*

Lube Oil Lubricating		
PROPERTIES	PIPA( seawater)	SHELL (oil)
mass flow rate TON/H	137,70	122,4
mass flow rate kg/s	38,25	34
T <sub>in</sub> (°C)	31	65
T <sub>out</sub> (°C)	40	45
Δt	9	20
C <sub>p</sub> J/kg k	4004	2027
kalor (watt)	1378360	1378360
kalor (kw) 100%	1378,36	1378,36

#### 4.1.2 Cooling Load dari CCCW system



Gambar 4.2 Control Volume dari Heat Exchanger A

Gambar 4.2 merupakan control volume dari *Heat Exchanger A* yang berfungsi untuk mempermudah proses perhitungan *cooling load*. Nilai kalor pada sisi shell di Heat Exchanger A akan digunakan untuk mengetahui nilai laju aliran massa pada sisi pipa dengan menggunakan persamaan energi. Hasil perhitungan tersebut ditampilkan dalam bentuk table untuk mempermudah menganalisis system CCCW

$$\begin{aligned}
 Q_{CCCW\ He} &= \dot{m}_{CCCW\ HE} C_{p\ demineral\ water} \Delta T \\
 Q_{CCCW\ He} &= 682 \frac{ton}{hr} \times \frac{1000\ kg}{ton} \times \frac{hr}{3600\ s} \\
 &\quad \times 4115,5 \frac{J}{kg\ ^\circ C} (39,63 - 37,19)^\circ C \\
 Q_{CCCW\ He} &= 1902367,011\ W = 1902,367\ kW \\
 Q_{in} &= Q_{out}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{seawater} C_{p\ seawater} \Delta T &= \dot{m}_{demineral\ water} C_{p\ demineral\ water} \Delta T \\
 \dot{m}_{seawater} C_{p\ seawater} \Delta T &= 1902367,011\ W \\
 \dot{m}_{seawater} &= \frac{1902367,011\ W}{4004,1 (34,160 - 30,63)}
 \end{aligned}$$

$$\dot{m}_{\text{seawater}} = 134,59 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 484,5 \frac{\text{ton}}{\text{hr}}$$

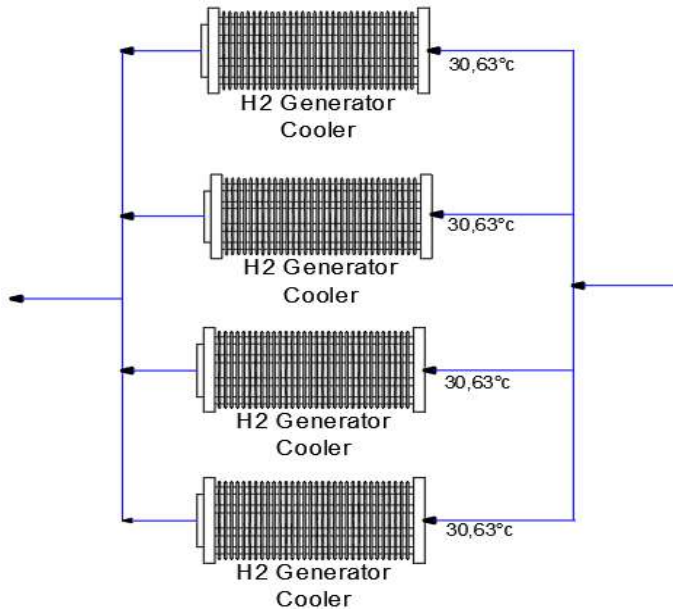
Tabel 4.2 *Energi Balance* pada *CCCW Heat Exchanger*

CCCW Heat Exchanger		
PROPERTIES	PIPA (sea water)	SHELL (demineral water)
mass flow rate TON/H	484,5	682
mass flow rate kg/s	134,6	189,4
T <sub>in</sub> (°C)	30,63	39,63
T <sub>out</sub> (°C)	34,16	37,19
Δt	3,53	2,44
C <sub>p</sub> J/kg k	4004,1	4115,5
kalor (watt)	1902367,01	1902367,01
kalor (kw)	1902,37	1902,37

#### 4.1.3 Cooling Load dari H<sub>2</sub> generator Cooler

Terdapat 4 buah H<sub>2</sub> *generator Cooler* yang berfungsi untuk mendinginkan sisi eksitasi dan sisi rotor.





Gambar 4.3 Control Volume dari  $H_2$  generator cooler

Laju aliran massa air laut pada  $H_2$  generator cooler dapat diketahui dengan cara mengurangi laju aliran massa maksimal yang dapat *disuuply* oleh pompa dengan laju aliran air laut yang masuk ke dalam *Lube oil cooler* dan *Heat exchanger A*.

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{\text{seawater } H_2 \text{ generator cooler total}} &= 750 \frac{\text{ton}}{\text{hr}} - 484,5 \frac{\text{ton}}{\text{hr}} - 137,7 \frac{\text{ton}}{\text{hr}} \\
 &= 184,3 \frac{\text{ton}}{\text{hr}}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{\text{seawater } H_2 \text{ generator cooler}} &= 46,1 \frac{\text{ton}}{\text{hr}} (\text{each } H_2 \text{ generator cooler})
 \end{aligned}$$

Dengan diketahui nilai laju aliran massa ,dapat diketahui nilai *cooling load* tiap  $H_2$  generator cooler. Nilai *cooling* dari tiap eksitasi dan tiap stator akan dijumlahkan sehingga didapatkan

cooling load total. Nilai *cooling load* dari tiap *H<sub>2</sub> generator cooler* dapat dilihat melalui table berikut.

Tabel 4.3 *Energi Balance* pada *H<sub>2</sub> generator cooler*

hydrogen generator				
PROPERTIES	tubin 1	turbin 2	eksitasi 1	eksitasi 2
	PIPA (seawater)	PIPA (seawater)	PIPA (seawater)	PIPA (seawater)
mass flow rate kg/s	8,87	8,87	8,87	8,8
T <sub>in</sub> (°C)	31	31	31	31
T <sub>out</sub> (°C)	48,9	65,1	42	46
Δt	17,9	34,1	11	15
kalor (watt)	635805,1	1213041,97	390688,9	532930,6
kalor (kw)	635,80	1213,0	390,68	532,93
total (kw )	2772,46			

#### 4.1.4 Cooling Load Total system

*Cooling Load* yang akan ditanggung oleh *heat exchanger* yang akan didesain didapatkan dari total penjumlahan *cooling load H<sub>2</sub> generator cooler*, *CCCW Heat Exchanger* dan *Lube Oil Cooler*.

Tabel 4.4 Data *Cooling Load*

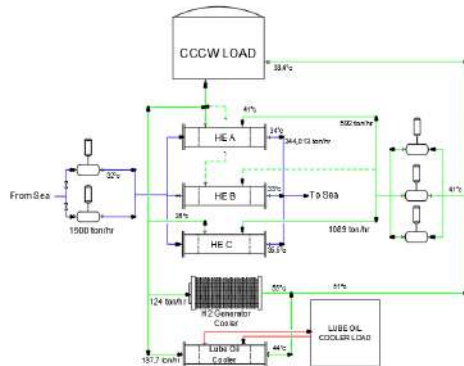
CCCW Heat Exchanger (kw)	1902,37
Lube Oil Cooler (kw)	1378,36
H2 Generator Cooler (kw)	2772
Total Heat Load (kw)	6051,77

Dapat ditentukan laju aliran massa demineral water yang melewati sisi *shell* dengan cara menjumlahkan laju aliran massa air laut yang melewati *H<sub>2</sub> generator cooler* dan *Lube Oil Cooler* dan laju aliran massa demineral water yang melewati *CCCW Heat Exchanger*.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{Demineral water}} &= 38,249 \frac{\text{kg}}{\text{s}} + 189,4 \frac{\text{kg}}{\text{s}} + (4 \times 8,873) \frac{\text{kg}}{\text{s}} \\ &= 263,2 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 947,5 \frac{\text{ton}}{\text{hr}} \end{aligned}$$

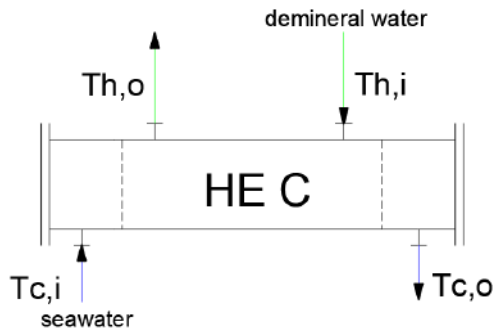
#### 4.1.5 Perancangan ulang system CCCW

Perancangan ulang system CCCW dimana akan ditambahkan satu *heat exchanger* yang mampu melayani beban pendinginan *OCCW*, *Lube Oil Cooler* dan *H<sub>2</sub> generator Cooler* sebesar 6051Kw, untuk mendinginkan komponen tersebut digunakan demineral water dengan kapasitas sebesar 947,5 ton/hr. laju aliran massa demineral water tersebut akan disuply oleh pompa centrifugal dengan kapasitas 1100 ton/hr yang mana disesuaikan dengan spesifikasi pompa yang terdapat di pasar. Demineral water akan di dinginkan oleh air laut dengan kapasitas 1500 ton/hr yang mana akan di alirkan di sisi tube.



Gambar 4 4 Redesign OCCW dan CCCW system

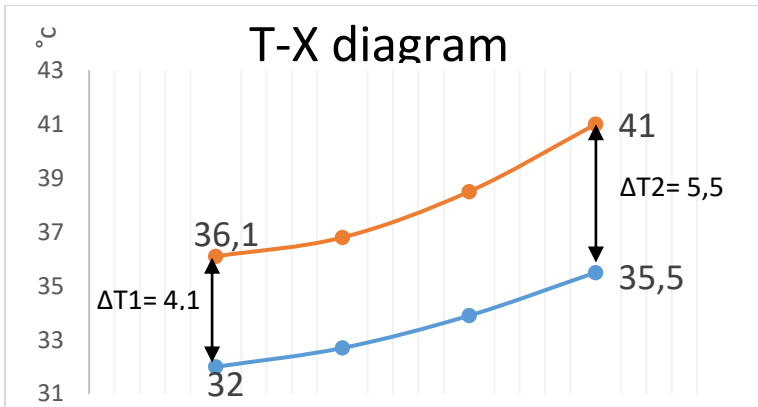
#### 4.2 Perancangan Heat Exchanger C dengan menggunakan LMTD method



Gambar 4 5 Control Volume Heat Exchanger C

Tabel 4. 1 Properties Heat exchanger C

Properties	Seawater	demineral water
$T_{in}$ (°C)	41	32
$T_{out}$ (°C)	36,1	35,5
$mass\ flow\ rate$ (kg/s)	437,5	302,5



Gambar 4 6  $\Delta T_{lmtd}$  Heat Exchanger C

Proses perancangan heat exchanger C akan dimulai dengan menghitung nilai  $\Delta T_{lmtd}$  dengan data temperature yang terdapat pada table 4.5. Gambar 4.7 merupakan penjelasan perubahan temperature terhadap berjalannya fluida pada suatu *heat exchanger* dari inlet menuju outlet dari proses pendinginan dari sisi shell dan pemanasan pada sisi tube, dari gambar tersebut didapatkan nilai  $\Delta T_1$  dan  $\Delta T_2$ .

$$\Delta T_{lmtd} = \frac{(41 - 35,5) - (36,1 - 32)}{\ln \frac{(41 - 35,5)}{(36,1 - 32)}} = 4,8$$

Terdapat beberapa parameter yang perlu ditentukan dalam proses mendesain heat exchanger , parameter tersebut adalah

- **Tipe *front cover shell* dan *rear cover***

Pada *front cover* akan ditentukan tipe “A”, penentuan ini berdasarkan heat exchanger yang akan dibuat memiliki satu luan dan memiliki kesamaan dengan front cover heat exchanger A dan B, sedangkan untuk tipe shell dipilih tipe “E”, tipe E sangat direkomendasikan oleh TEMA STANDARD untuk satu luan . Rear Cover dipilih tipe L. penentuan AEL ini dapat dilihat pada gambar berikut

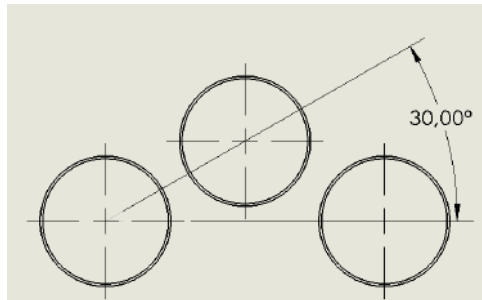
- **Tube**

Tube akan didesain dengan bahan titanium ,Diameter luar *tube* ditentukan sebesar 1 *inchi* atau sebesar 25,4 mm dengan BWG 16, data pipa dan schedule dapat dilihat pada lampiran

Untuk jenis baffle akan ditentukan sigle segmental baffle dengan baffle cut sebesar 30%Ds, sedangkan untuk jarak baffle akan divariasikan dari 0,4-0,6 Ds dengan tujuan mengetahui jarak baffle optimal.

- **Tube Layout**

Tube layout akan dipilih 30° , pemilihan ini berdasarkan nilai koefisien konveksinya paling baik dibandingkan dengan nilai koefisien konveksi dihasilkan tube layout lainnya.



Gambar 4 7 Tube layout 30°

#### 4.2.1 Proses penentuan jumlah tube

Variasi kecepatan yang optimal berdasarkan *Overal heat transfer* dan *pressure drop* nantinya akan dipilih untuk dijadikan desain. Setelah dipilih akan di lakukan variasi baffle spacing untuk mengetahui jarak baffle yang paling optimal berdasarkan *pressure drop* dan *overall heat transfer*. Pada perhitungan akan ditunjukkan desain *shell and tube* dengan kecepatan masuk pipa 0,5 m/s

$$N_T = \frac{4 \dot{m} (N_p)}{\pi \rho d_i^2 v_{fw}}$$

$N_T$  = jumlah *tube*

$\dot{m}$  = jumlah aliran massa sisi *tube* (kg/s)

$D_i$  = diameter dalam *tube* (cm)

$$N_T = \frac{4\,437,5 \frac{kg}{s}}{3,14\,1015 \frac{kg}{m^3} \times 0,02208\,m^2 \times 0,5 \frac{m}{s}}$$

$$N_T = 2248,9$$

Hasil dari perhitungan didapatkan sebanyak 2248,9 buah, jumlah yang tidak bulat tersebut dapat dibulatkan menjadi 2249 buah.

#### 4.2.2 Proses penentuan diameter dalam *shell*

Diameter *shell* dapat ditentukan dengan menggunakan rumus berikut

$$ID_{shell} = \sqrt{\frac{do_{tube}^2 N_t PR^2 CL}{0.785 CTP}}$$

$do$  = diameter dalam tube (m)

$PR$  = pitch tube ratio

$CL$  merupakan *tube layout* constant yang mana memiliki nilai 0,87 untuk nilai tube layout sebesar 30°.  $CTP$  merupakan *tube count* constant yang mana memiliki nilai 0,93 untuk satu laluan *shell*.

$$ID_{shell} = \sqrt{\frac{0,022098^2 m \times 2249 \times \frac{0,03175^2}{0,0254} \times 0,87}{0.785 \times 0,93}}$$

$$ID_{shell} = 1,64\,m$$

Diamater shell sebesar 1,64 m ditetapkan untuk semua variasi kecepatan, hal ini dikarenakan untuk mencegah terjadinya perubahan nilai koefisien konveksi sisi luar sehingga hanya diketahui nilai dari pengaruh perubahan kecepatan.

#### 4.2.3 Proses penentuan koefisien konveksi sisi dalam

Proses penentuan koefisien konveksi sisi dalam dimulai dengan menentukan nilai *Reynolds* aliran sisi dalam, untuk menentukan nilai *Reynold* dapat digunakan persamaan berikut

$$Re_{tube} = \frac{\rho v_{fw} d_{i,tube}}{\mu_{air laut}}$$

$\rho$  = Densitas seawater ( $\text{kg/m}^3$ )

$V_{fw}$  = kecepatan dalam tube (m/s)

$\mu_{tube}$  = Viskositas absolut air laut

$$Re_{tube} = \frac{1015 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} 0,5 \frac{\text{m}}{\text{s}} 0,022098 \text{ m}}{0,000844}$$

$$Re_{tube} = 13287,6$$

Berdasarkan aliran Reynoldl sebesar 29343,6 ditentukan untuk menggunakan persamaan Petukhov dalam menghitung *Nu* sisi dalam.

$$Nu_{tube} = \frac{(f/2)(Re) Pr}{1 + 12,7(f/2)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)}$$

$Pr$  = *prndt number* sisi tube

Dimana nilai  $f$  dapat diketahui dengan persamaan berikut ;

$$f = (1,58 \ln Re - 3,28)^{-2}$$



$$f = (1,58 \ln 26575,2 - 3,28)^{-2}$$

$$f = 0,0073$$

$$Nu_{tube} = \frac{(0,0061/2)(26575,2) 5,01}{1 + 12,7(0,0061/2)^{1/2} (5,01^{2/3} - 1)}$$

$$Nu_{tube} = 97,8$$

Setelah diketahui nilai Nusselt number, dapat diketahui nilai koefisien konveksi sisi dalam dengan persamaan berikut :

$$h_i = \frac{Nu_{tube} k}{d_{i,tube}}$$

$$h_i = \frac{97,8 \times 0,579 \frac{W}{m^2 K}}{0,02208 \text{ m}}$$

$$h_i = 2642,3 \text{ W/ m}^2 \text{ K}$$

#### 4.2.4 Proses penentuan koefisien konveksi sisi luar

Proses penentuan koefisien konveksi sisi luar dimulai dengan menentukan nilai *Shell side Velocity*

$$G_s = \frac{\dot{m}_{shell}}{A_s}$$

$\dot{m}_{shell}$  = laju aliran massa shell (kg/s)

$A_s$  = *Cross flow area* (m<sup>2</sup>)

*Cross flow area* merupakan fungsi dari baffle spacing clearance diameter shell dan pitch tube, untuk menentukan nilai dari crossflow area dapat ditentukan dari persamaan berikut :

$$A_s = \frac{BD_s C}{P_t}$$

B = baffle spacing (m)

D<sub>s</sub> = diameter shell (m)

C = clearance (m)

P<sub>t</sub> = Pitch tube (m)

$$A_s = \frac{0,8\text{m} \times 1,6\text{ m} \times (0,03175 - 0,0254)}{0,03175} = 0,262\text{ m}^2$$

$$G_s = \frac{302,5 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{0,2382\text{ m}^2} = 1150 \frac{\text{kg}}{\text{s}^2}$$

Diameter equivalent juga dibutuhkan untuk menentukan nilai koefisien konveksi sisi shell, untuk menentukan diameter shell dengan triangular pitch dapat digunakan persamaan berikut :

$$D_e = \frac{4 \left| \frac{p_t^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\mu D_o^2}{8} \right|}{\mu \frac{D_o}{2}}$$

$$D_e = \frac{4 \left| \frac{0,03175^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{3,14 \times 0,0254^2}{8} \right|}{3,14 \frac{0,0254}{2}} = 0,0183$$

Apabila telah diketahui nilai *shell side velocity* dapat diketahui nilai koefisien konveksi sisi luar dengan persamaan *kern* :

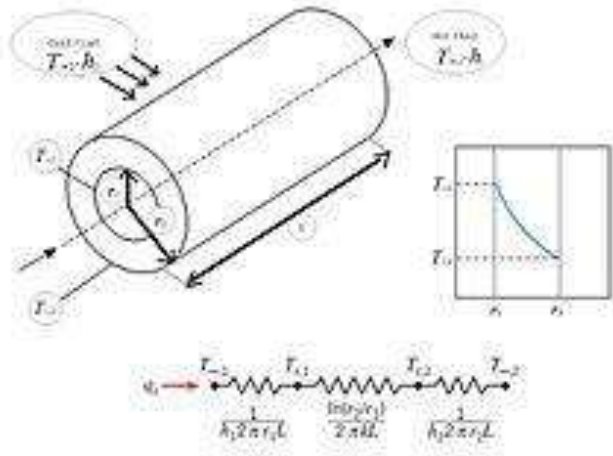
$$h_{o,i} = \left[ 0,36 \left( \frac{D_e G_s}{\mu} \right)^{0,55} \left( \frac{c_p \mu}{k} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0,14} \right] k / D_e$$

$$h_{o,i} = \left[ 0,36 \left( \frac{0,0183 \times 1270}{0,000661} \right)^{0,55} \left( \frac{4188 \times 0,000661}{0,619} \right)^{1/3} \left( \frac{0,000661}{0,000657} \right)^{0,14} \right] \left( \frac{0,619}{0,0183} \right)$$

$$h_{o,i} = 6652,12 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

#### 4.2.5 Proses penentuan Overall Heat Transfer

Dengan dipilihnya bahan titanium dengan nilai  $k=21$  , maka dapat diketahui nilai *overall heat transfer* dengan persamaan berikut



$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{D_i \times \ln \frac{D_o}{D_i}}{2K} + \frac{D_i}{D_o h_o}}$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{2642,3} + \frac{0,02208 \times \ln \frac{0,0254}{0,02208}}{2 \times 21} + \frac{0,0254}{0,02208 \times 6652,12}}$$

$$U = 1493,51 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

#### 4.2.6 Penentuan luasan perpindahan panas

Proses menghitung luasan perpindahan panas akan digunakan persamaan berikut

$$A = \frac{Q}{U_{as} \Delta T_{lmt d}}$$

$$A = \frac{6051000kw}{1685 \times 4,88} = 851,2m^2$$

Dengan mengetahui jumlah tube sebesar 933 , dapat diketahui panjang dari pipa dengan persamaan berikut

$$L = \frac{A}{\pi do_{tube}^2 N_T}$$

$$L = \frac{735,7}{\pi \times 0,0254^2 \times 933} = 4,7452 \text{ meter}$$

#### 4.2.7 Penentuan Pressure Drop sisi pipa

*Pressure drop* sisi tube dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan kern

$$\Delta P_{Tube} = f \frac{L N_p \rho v^2}{d_i 2}$$

Dimana nilai f dapat ditentukan dengan menggunakan *moody diagrams* dengan mengasumsikan nilai e titanium sebesar 0,00015.

$$\frac{e}{d} = \frac{0,00015}{0,022098} = 0,00678$$

Dengan menggunakan nilai e/d 0,00678 dan *Reynolds* 13287 didapatkan nilai f sebesar 0,009

$$\Delta P_{Tube} = 0,009 \frac{4,181}{0,002208} \frac{1012 \times 1^2}{2} = 0,01 \text{ bar}$$

#### 4.2.7 Penentuan Pressure Drop sisi shell

Dalam menentukan nilai *pressure drop* sisi shell, analisis terbagi menjadi 3 bagian utama yaitu sisi *entrance*, *window* dan *cross sectional* . terdapat beberapa parameter yang yang digunakan untuk menghitung nilai *pressure drop* :

$$R_1 = 0,45$$

$$R_b = 0,6$$

$$B_1 = 0,372$$

$$B_2 = -0,123$$

$$B_4 = 7$$

- *Pressure drop cross sectional*

Untuk menentukan nilai dari *pressure drop* yang melewati sisi cross sectional dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan berikut :

$$\Delta P_{bi} = 4 \frac{f_i G_s^2 (\mu_w)^{0,14}}{2 \rho_s (\mu_s)} = 4 \frac{0,105 \times 1150,2^2 (0,000657)^{0,14}}{2 \times 994 (0,000844)} = 8413,53 \text{ pascal}$$

$$\Delta P_c = \Delta P_{bi} (N_B - 1) R_l R_b = 8413,53 (3 - 1) 0,45 \times 0,6 = \mathbf{4543,3 \text{ pascal}}$$

- *Pressure Drop sisi window*

Untuk menentukan nilai dari *pressure drop* yang melewati sisi window dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan berikut :

$$\begin{aligned} \Delta P_{wi} &= \frac{m_s^2 (2 + 0,6 N_{cw})}{2 \rho_s A_s A_w} \\ &= \frac{302,5^2 \times (2 + 0,6 \times 12)}{2 \times 994 \times 0,262 \times 0,262} = 6122 \text{ pascal} \\ \Delta P_w &= \Delta P_{wi} N_b R_L = 6122 \times 3 \times 0,45 \\ &= 8265 \text{ pascal} \end{aligned}$$

- *Pressure drop sisi entrance*

Untuk menentukan nilai dari *pressure drop* yang melewati sisi entrance dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan berikut :

$$\begin{aligned} N_{cw} &= \frac{L_c 0,8}{p_p} = 11,9 \approx 12 \\ N_c &= \frac{d_i (1 - 2 \frac{L_c}{D_s})}{p_p} = \frac{0,022098 (1 - 2 \frac{0,41}{1,644})}{0,0274 \text{ m}} = 29,9 \end{aligned}$$

$$\Delta P_c = 2 \Delta P_{bi} \frac{N_c + N_{cw}}{N_c} R_B R_s$$

$$= 2 \times 8413,53 \times \frac{30 + 12}{30} 0,6 \times 1 = 14147,68 \text{ pascal}$$

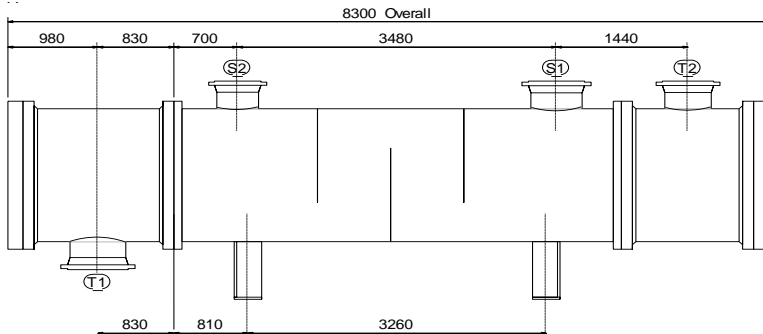
**Total pressure drop** =  $\Delta P_c + \Delta P_w + \Delta P_c = 0,27 \text{ bar}$

#### 4.2.8 Hasil perancangan berdasarkan variasi kecepatan

Tabel 4. 2 Hasil perancangan dengan menggunakan  $\Delta T_{lmtD}$

Properties				
Variasi	1	2	3	4
velocity	0,5	1	1,5	2
Number of tube	2249	1124	750	562
Diameter shell	1,6	1,6	1,6	1,6
luas permukaan panas	851	612	522	475
length of tube	4,7452	6,826	8,734	10,589
U	1494	2077	2433	2678
pd( shell )	0,270	0,471	0,571	0,672
pd( tube)	0,009	0,041	0,103	0,207

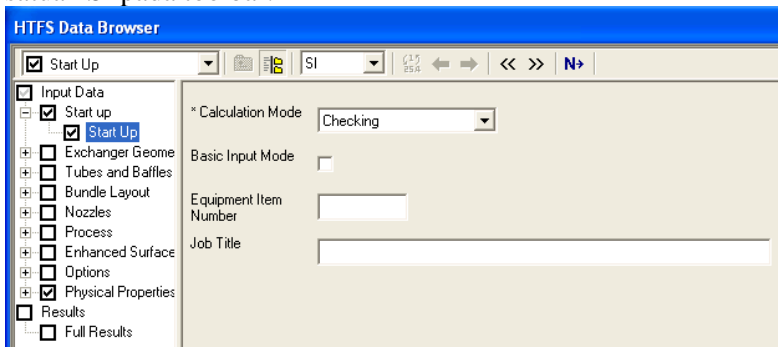
Proses perancangan Heat Exchanger C dengan variasi kecepatan 0,5m/s , 1m/s , 1,5 m/s dan 2 m/s didapatkan nilai yang dapat dilihat pada table 4.5 :Dari data tersebut di olah untuk dibentuk menjadi gambar Teknik yang dapat dilihat pada gambar berikut :



Gambar 4 8 Dimensi Heat exchanger dengan kecepatan dalam tube 0,5 m/s

### 4.3 Perancangan dengan menggunakan software

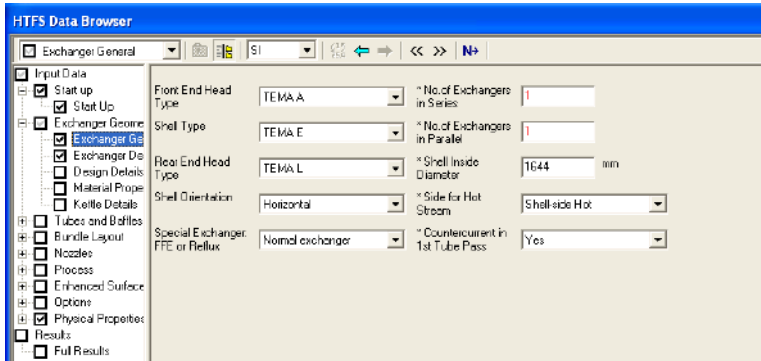
Proses perancangan menggunakan *software* diawali dengan menentukan mode analisis dari *software*, pada tugas akhir kali ini akan ditentukan dengan menggunakan mode *checking* yang mana mode ini berfungsi untuk mengetahui apakah luasan yang dihitung dengan LMTD sudah sesuai dengan kebutuhan. Pemilihan mode *checking* dipilih pada *toolbar start up*, selain itu dipilih satuan SI pada toolbar.



Gambar 4.9 start up

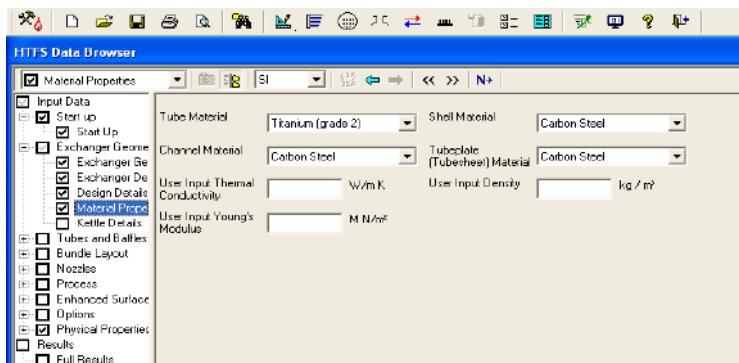
Proses selanjutnya adalah pemilihan dari geometri dari sisi Shell pada menu *Exchanger geometri*. Pada menu *Exchanger Geometri* akan dipilih TEMA tipe AEL, dengan diameter shell sebesar 1644 mm, selain itu perlu ditentukan fluida panas mengalir

di sisi shell. Terdapat parameter lain yang perlu ditentukan pada Exchanger geometri yaitu shell orientation : horizontal



Gambar 4.10 Exchanger Geometri

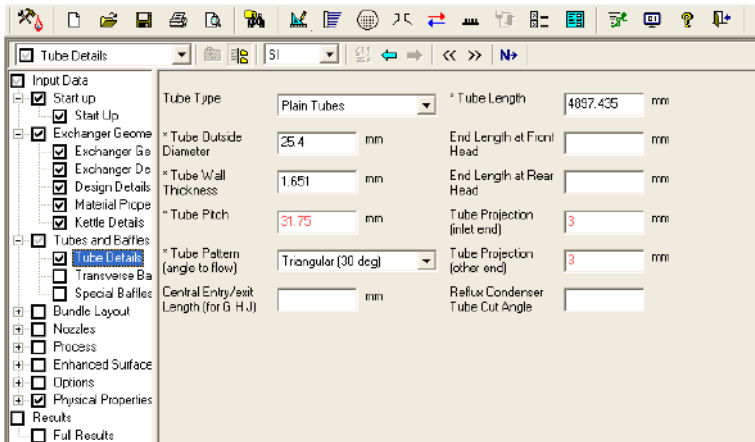
Pada Material Properties ditentukan semua jenis material adalah carbon steel terkecuali material untuk pipa adalah titanium, penentuan titanium dikarenakan pipa akan dialiri oleh air laut yang bersifat korosif sehingga dibutuhkan material yang tahan terhadap korosi



Gambar 4 11 Material Properties

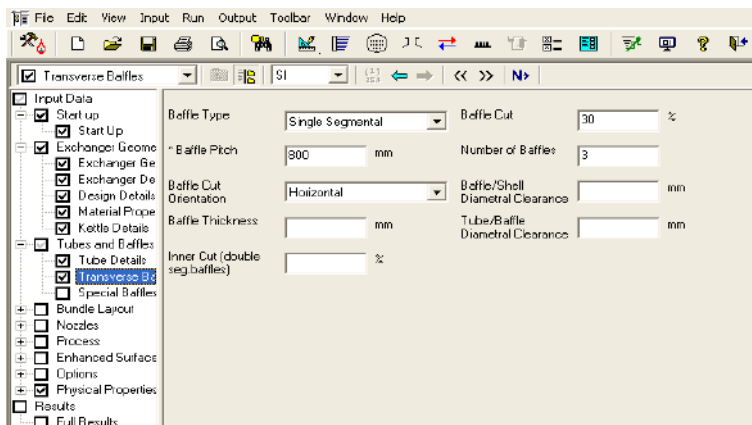
Pada menu Tube details dipilih plain tube dengan Panjang 4897,4 mm dengan diameter luar 25,4 mm dan thickness 1,651 mm.





Gambar 4 12 Tube Details

Proses Transverse baffle akan menentukan jenis baffle yaitu single segmental dengan baffle cut 30% dan baffle pitch sebesar 800 mm.



Gambar 4 13 Transverse Baffle

Jumlah tube disesuaikan dengan perancangan LMTD yaitu sebesar 2249 buah

**HTFS Data Browser**

☒ Bundle Size

☐ Input Data

☒ Start up

☒ Exchanger Geome

☒ Exchanger Ge

☒ Exchanger De

☒ Design Details

☒ Material Prope

☒ Kettle Details

☐ Tubes and Baffles

☒ Tube Details

☒ Transverse Ba

☒ Special Baffles

☐ Bundle Layout

☒ Bundle Layout

☒ Bundle Details

☒ **Bundle Size**

☐ Nozzles

☐ Process

☐ Enhanced Surface

☐ Options

☒ Physical Properties

☐ Results

☐ Full Results

Tube Count (effective)

Number of Plugged Tubes

Bundle/Shell Diametral Clearance  mm

Area Fraction Submerged

Horizontal Pass Partition Width  mm

First Tube Row C/L from Shell Distance  mm

Vertical Pass Partition Width  mm

Last Tube Row C/L from Shell Distance  mm

Gambar 4 14 Bundle size

Properties untuk sisi shell dan tube disesuaikan dengan nilai perancangan LMTD, properties dapat dilihat pada table 4.5

**Process**

☐ Input Data

☒ Start up

☒ Exchanger Geome

☒ Exchanger Ge

☒ Exchanger De

☒ Design Details

☒ Material Prope

☒ Kettle Details

☐ Tubes and Baffles

☒ Tube Details

☒ Transverse Ba

☒ Special Baffles

☐ Bundle Layout

☒ Bundle Layout

☒ Bundle Details

☒ **Bundle Size**

☐ Nozzles

☒ **Process**

☐ Process Const

☐ Process Metho

☐ Enhanced Surface

☐ Options

☒ Physical Properties

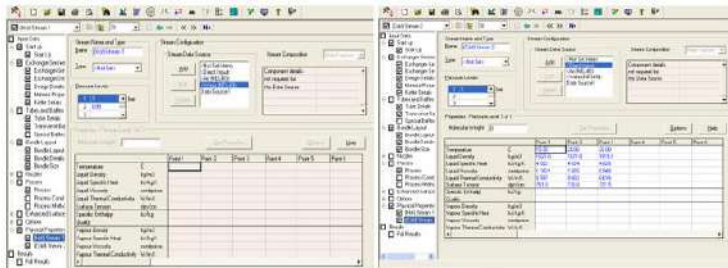
☐ Results

☐ Full Results

Units	Inlet Stream 1	Cool. Stream 2
Total Mass Flow	kg/h	1425000
Inlet Temperature	°C	32
Outlet Temperature	°C	36.1
Inlet Pressure	bar(abs)	5
Estimated Pressure Drop	bar	0.05
Inlet Mass Quality	0 to 1	0
Outlet Mass Quality	0 to 1	0
Fouling Resistance	m <sup>2</sup> K/W	0
Heat Load	kW	6051.9
Revers for Heat Balance	Default (load)	Default (load)
Inlet Specific Enthalpy	kJ/kg	
Outlet Specific Enthalpy	kJ/kg	

Gambar 4 15 Process data

Pada tahap phisycal properties merupakan tahap terakhir dalam proses perancangan , semua data yang di jadikan masukan ke softwarer berdasarkan refrensi



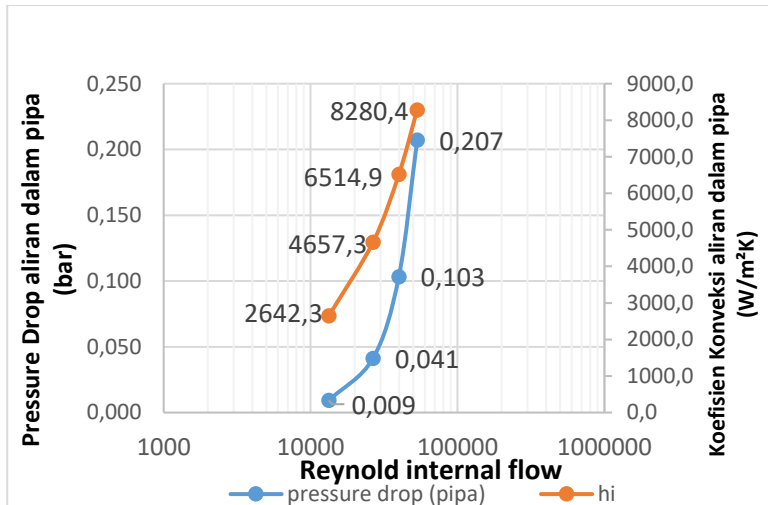
Gambar 4.16 Physical Properties seawater dan demineral water  
Hasil dari variasi kecepatan dengan menggunakan software  
dapat dilihat pada table berikut

Tabel 4. 3 Hasil perancangan dengan menggunakan  
Software

Geometri				
velocity	0,5	1	1,5	2
luas permukaan panas	860	595,91	513,73	473
Properties				
Pressure drop ( shell )	0,250	0,472	0,529	0,637
Pressure drop ( tube )	0,036	0,075	0,154	0,288

## 4.4 Pembahasan hasil grafik

### 4.4.1 Pembahasan grafik pengaruh perubahan kecepatan



Gambar 4.17 Grafik pengaruh perubahan kecepatan sisi dalam terhadap *pressure drop pipe* dan *koefisien konveksi sisi dalam*

Gambar 4.17 menjelaskan tentang pengaruh perubahan kecepatan dalam pipa terhadap *Pressure drop* dan koefisien konveksi sisi dalam. Pada saat kecepatan 0,5 m/s akan menghasilkan nilai koefisien konveksi sisi dalam sebesar 2642,3 W/m²K dan akan terus meningkat hingga 8280,4 W/m²K saat kecepatan 2 m/s. peningkatan nilai koefisien konveksi sisi dalam terjadi secara linier dengan peningkatan velocity dikarenakan kecepatan berbanding lurus dengan *Reynolds* dan Nusselt number yang mana telah sesuai dengan persamaan 2.14 dan 2.15.

Peningkatan kecepatan juga mempengaruhi nilai *pressure drop*. *Pressure drop* saat kecepatan 0,5 m/s didapatkan nilai sebesar 0,01 bar dan akan meningkat secara eksponensial hingga pada saat kecepatan 2m/s didapatkan nilai *pressure drop* sebesar 0,278 bar. Fenomena Terjadinya peningkatan *pressure drop* secara kuadratik telah sesuai dengan persamaan 2.31.

Pada grafik di atas dapat ditentukan kecepatan yang optimal dalam mendesain heat exchanger. Berdasarkan peningkatan *pressure drop* yang bersifat eksponensial dan peningkatan overall

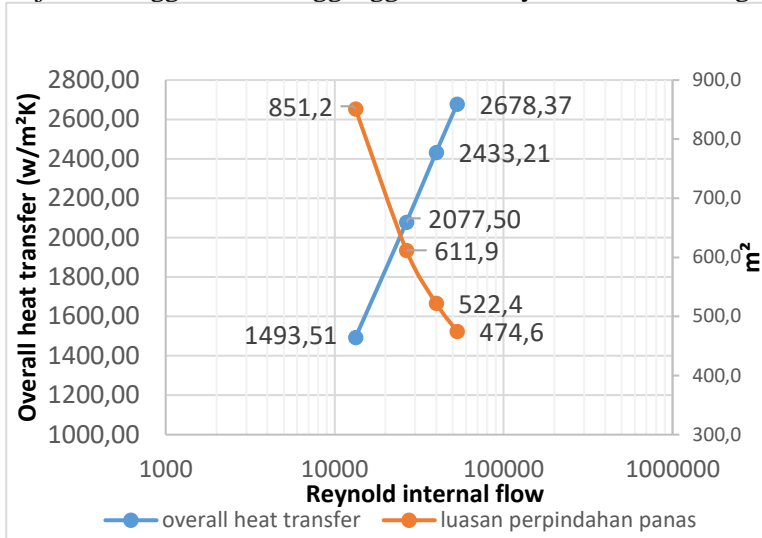
heat transfer yang bersifat linier ditentukan kecepatan 1 m/s adalah kecepatan yang optimal.

Tabel 4. 4

Velocity	0,5 m/s	1 m/s	1,5 m/s	2 m/s
hi/pd ( tube)	287182	112994	63183	39976

Kecepatan 1 m/s dianggap optimal dikarenakan memiliki nilai perbandingan antara koefisien konveksi sisi dalam dengan pressure drop sisi dalam sebesar 112994. Nilai perbandingan tersebut lebih tinggi dibandingkan dengan hasil perbandingan antara koefisien konveksi sisi dalam dengan pressure drop sisi dalam untuk kecepatan 1,5 m/s dan 2 m/s. Kecepatan 0,5 m/s memiliki nilai perbandingan yang lebih tinggi dibandingkan pada kecepatan 1 m/s namun pada kecepatan tersebut fouling mudah

terjadi sehingga akan mengganggu reliability dari heat exchanger.



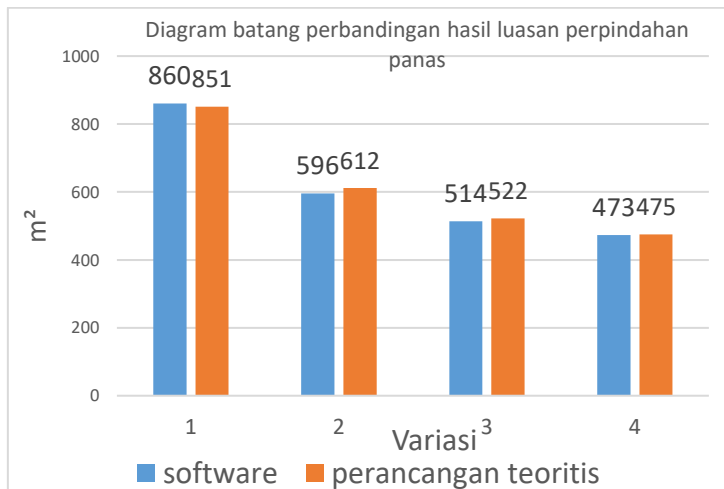
**Gambar 4.18** Grafik pengaruh perubahan kecepatan sisi dalam terhadap luasan perpindahan panas dan *Overall heat transfer coefficient*

Gambar 4.18 menjelaskan tentang pengaruh perubahan kecepatan dalam pipa terhadap luasan perpindahan panas dan overall heat transfer coefficient. Pada saat kecepatan 0,5 m/s akan menghasilkan nilai overall heat transfer sebesar 1493,51  $W/m^2K$  dan akan terus meningkat hingga 2678,37  $W/m^2K$  saat kecepatan 2 m/s. peningkatan nilai Overall heat transfer terjadi dengan peningkatan velocity dikarenakan kecepatan berbanding lurus dengan *Reynolds* dan *Nusselt number* yang mana telah sesuai dengan persamaan 2.14 dan 2.15.

Peningkatan *overall heat transfer coefficient* mempengaruhi nilai luasan perpindahan panas. Seiring meningkatnya *overall heat transfer coefficient* akan menyebabkan nilai luasan perpindahan panas menurun. Penurunan luasan perpindahan panas dimulai pada *overall heat transfer coefficient* 1493,51  $W/m^2K$  mengakibatkan nilai luasan perpindahan panas

sebesar 851,2 m<sup>2</sup> dan saat *overall heat transfer coefficient* 2433,1 W/m<sup>2</sup>K didapatkan nilai luasan perpindahan panas sebesar 474,6 m<sup>2</sup>. Fenomena Terjadinnya penurunan luasan perpindahan panas telah sesuai dengan persamaan 2.19.

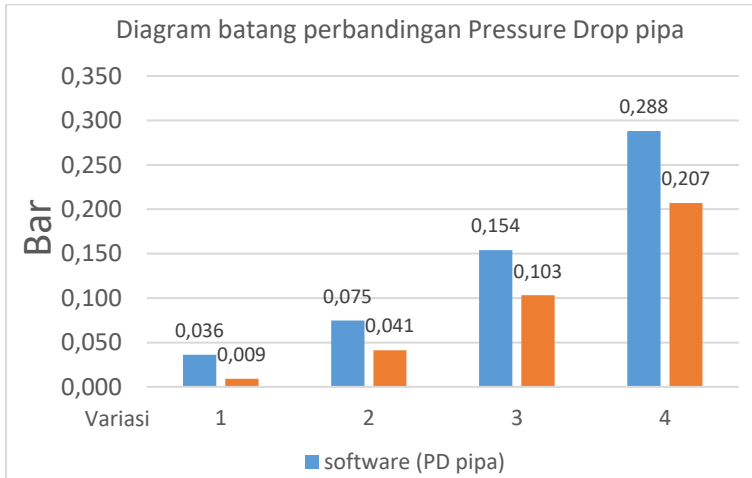
Peningkatan *overall heat transfer* akan mengakibatkan penurunan luasan perpindahan panas, hal ini akan menjadikan keuntungan dalam mendesain diakarenakan material dan biaya pembuatan akan semakin rendah. Manfaat lain yang didapat dari turunnya luasan adalah ruang yang dibutuhkan akan semakin kecil. Namun untuk meningkatkan *overall heat transfers* dibuthkan peningkatan kecepatan pada sisi tube yang mana berdampak *pressure drop* yang semakin besar .



**Gambar 4.19** Diagram batang perbandingan hasil luasan perpindahan panas antara *software* dengan perancangan teoritis

Gambar 4.19 menjelaskan tentang perbandingan luasan antara software dengan  $\Delta LMTD$ . Nilai perbandingan luasan antara software dengan metode  $\Delta LMTD$  didapat 1,01 pada variasi 1, 0,97 pada variasi 2, 0,98 pada variasi 3 dan 0,99 pada variasi 4, dari data

tersebut didapat nilai error berkisar antara 1-3% . Error dibawah 5% menunjukkan bahwa tingkat akurasi dari software sudah cukup baik dan dapat digunakan sebagai acuan dalam mendasain heat exchanger.

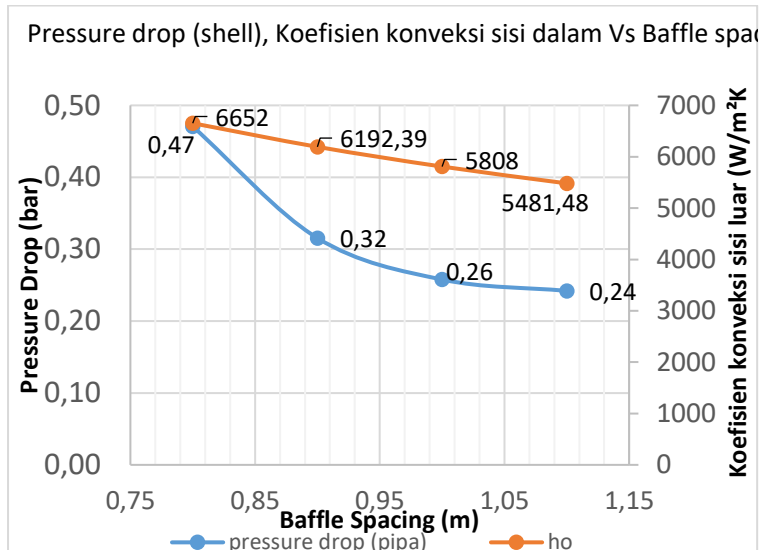


Gambar 4 20 Diagram batang perbandingan hasil *pressure drop* antara *software* dengan perancangan teoritis.

Gambar 4.20 menjelaskan tentang perbandingan *pressure drop* antara software dengan  $\Delta LMTD$ . Nilai perbandingan *pressure drop* antara software dengan *kern method* didapat 4 pada variasi 1, 1,82 pada variasi 2, 1,4 pada variasi 3 dan 1,3 pada variasi 4, dari data tersebut didapat nilai error berkisar antara 1-3% . Nilai error yang besar mengindikasikan bahwa software tidak dapat memberikan hasil yang cukup akurat terhadap dengan *kern method*.



#### 4.4.2 Pembahasan grafik pengaruh perubahan baffle spacing



Gambar 4 21 Grafik pengaruh perubahan baffle spacing terhadap *Pressure drop* dan *koefisien konveksi sisi luar*

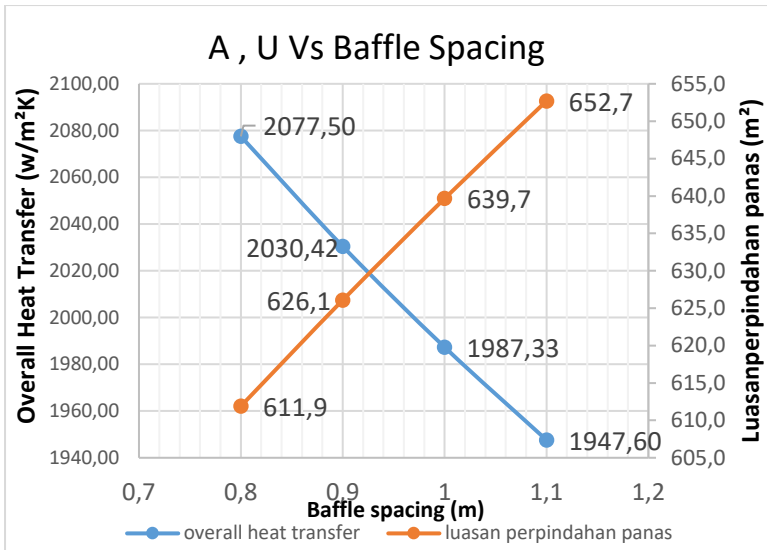
Gambar 4.21 menjelaskan tentang pengaruh perubahan baffle spacing terhadap *pressure drop* dan *heat transfer coefficient* sisi luar. Pada saat *baffle spacing* 800 mm akan didapatkan nilai *heat transfer* sebesar  $6652 \text{ W/m}^2\text{K}$  dan akan menurun hingga  $5481 \text{ W/m}^2\text{K}$  saat *baffle spacing* 1100 mm . penurunan nilai *heat transfer* terjadi secara linier dengan peningkatan baffle spacing dikarenakan *baffle spacing* berbanding terbalik dengan *Nusselt number* yang mana telah sesuai dengan persamaan 2.10.

Peningkatan baffle spacing juga mempengaruhi nilai *pressure drop*. *Pressure drop* saat *baffle spacing* 800 mm didapatkan nilai sebesar 0,47 bar dan akan menurun secara eksponensial hingga pada saat baffle spacing 1100 mm didapatkan nilai *pressure drop* sebesar 0,21 bar. Fenomena Terjadinnnya

penurunan *pressure drop* secara kuadratik telah sesuai dengan persamaan 2.2.

Baffle spacing	800 mm	900 mm	1000 mm	1100 mm
ho/pd (shell)	14093	20641	20743	21082

Pada grafik di atas dapat ditentukan *baffle spacing* yang optimal dalam mendesain *heat exchanger*. Berdasarkan penurunan *pressure drop* yang bersifat eksponensial dan penurunan *heat transfer* yang bersifat linier ditentukan kecepatan 900 mm adalah *baffle spacing* yang optimal. *baffle spacing* 900 mm dianggap optimal dikarenakan memiliki nilai perbandingan antara koefisien konveksi sisi luar dengan *pressure drop* sisi luar sebesar 20641. Nilai perbandingan tersebut lebih tinggi dibandingkan dengan hasil perbandingan antara koefisien konveksi sisi luar dengan *pressure drop* sisi luar untuk *baffle spacing* 800, *baffle spacing* 1000 m/s dan 1100 m/s memiliki nilai perbandingan yang lebih tinggi dibandingkan pada *baffle spacing* 900 m/s namun pada *baffle spacing* tersebut terjadi Vibrasi yang cukup tinggi sehingga akan mengganggu reliability dari heat exchanger.



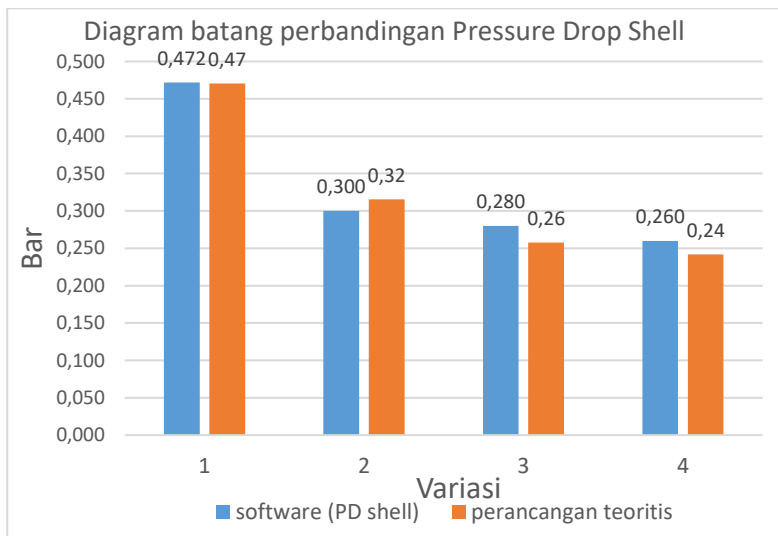
Gambar 4 22 Grafik pengaruh perubahan baffle spacing terhadap luasan perpindahan panas dan overall heat transfer coefficient

Gambar 4.22 menjelaskan tentang pengaruh perubahan *baffle spacing* terhadap luasan perpindahan panas dan *overall heat transfer coefficient*. Pada saat *baffle spacing* 800 mm akan menghasilkan nilai *overall heat transfer* sebesar 2077,5  $\text{W/m}^2\text{K}$  dan akan terus menurun hingga 1947,6  $\text{W/m}^2\text{K}$  saat *baffle spacing* 1100 mm . penurunan nilai *Overall heat transfer* terjadi dengan peningkatan *baffle spacing* dikarenakan *baffle spacing* berbanding terbalik dengan *Reynolds* yang mana telah sesuai dengan persamaan 2.13.

Peningkatan *overall heat transfer coefficient* mempengaruhi nilai luasan perpindahan panas. Seiring meningkatnya *overall heat transfer coefficient* akan menyebabkan nilai luasan perpindahan panas menurun . Penurunan luasan perpindahan panas dimulai pada *overall heat transfer coefficient* 1947,6  $\text{W/m}^2\text{K}$  mengakibatkan nilai luasan perpindahan panas sebesar 652,7  $\text{m}^2$  dan saat *overall heat transfer coefficient* 2077,51  $\text{W/m}^2\text{K}$  didapatkan nilai luasan perpindahan panas sebesar 474,6  $\text{m}^2$ .

Fenomena Terjadinnya penurunan luasan perpindahan panas telah sesuai dengan persamaan 2.19.

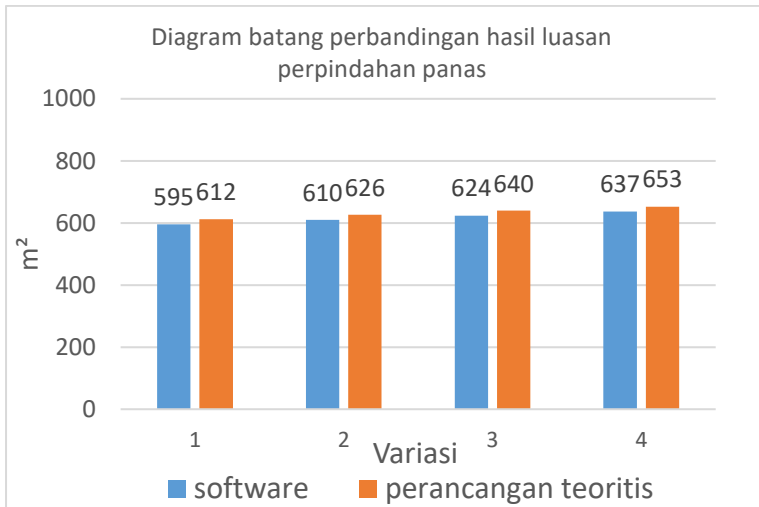
Pada grafik ini dapat diekathui bahwa peningkatan baffle spacing memberikan dampak yang tidak terlalu besar terhadap penurunan *heat transfer*. Namun peningkatan *baffle spacing* memberikan dampak berupa peningkatan luasan dari *heat exchanger* tersebut sehingga biaya pembuatan akan semakin tinggi. Oleh karena itu jarak baffle spacing harus dibuat seoptimal mungkin dengan nilai *pressure drop* yang kecil dan *overall heat transfer* yang optimal.



Gambar 4 23 Diagram batang perbandingan hasil luasan perpindahan panas antara *software* dengan perancangan teoritis

Gambar 4.23 menjelaskan tentang perbandingan luasan antara software dengan  $\Delta LMTD$ . Nilai perbandingan luasan antara software dengan metode  $\Delta LMTD$  didapat 1 pada variasi 1, 0,93 pada variasi 2, 1,07 pada variasi 3 dan 1,083 pada variasi 4, dari data tersebut didapat nilai error berkisar antara 1-7% . Error dibawah 10% menunjukkan bahwa tingkat akurasi dari software

sudah cukup baik dan dapat digunakan sebagai acuan dalam mendesain heat exchanger.



Gambar 4 24 Diagram batang perbandingan hasil luasan perpindahan panas antara *software* dengan perancangan teoritis.

Gambar 4.24 menjelaskan tentang perbandingan pressure drop antara software dengan  $\Delta LMTD$ . Nilai perbandingan pressure drop antara software dengan *kern method* didapat 0,972 pada variasi 1, 0,974 pada variasi 2, 0,975 pada variasi 3 dan 0,975 pada variasi 4, dari data tersebut didapat nilai error berkisar 1%. Nilai error yang besar mengindikasikan bahwa software dapat memberikan hasil yang cukup akurat terhadap dengan *kern method*.

#### 4.5 Analisis Biaya Investasi CCCW Heat Exchanger

Dalam analisis biaya, akan dihitung secara sederhana biaya investasi CCCW heat exchanger dan potensial lost dari tidak mengadakan CCCW heat exchanger. Pada kondisi aktual (existing), CCCW heat exchanger A tidak mampu melayani beban

pendinginan dari Lube Oil Cooler dan H<sub>2</sub> Generator Cooler sehingga pembangkit tersebut tidak mampu berkerja dengan 100% load . analisis potensial lost dari kehilangan daya dianalisis dengan asumsi Load operasi sesuai dengan data pengukuran, PLTU bekerja 24 jam sehari selama satu bulan , dan harga TDL sebesar 2500,00

$$\begin{aligned} \text{Potensial Lost} &= 157.10^3 \times 24\text{jam} \times 30\text{hari} \times 2500 \frac{\text{Rp}}{\text{Kwh}} \\ &= 282.600.000.000 \frac{\text{Rupiah}}{\text{bulan}} \end{aligned}$$

Dari perhitungan tersebut dapat diketahui bahwa PLTU akan mengalami kerugian sebesar 282.600.000.000 dalam kurun waktu satu bulan. Nilai total income dari PLTU apabila bekerja dengan *full load*.

$$\begin{aligned} \text{Total Income} &= 220.10^3 \times 24\text{jam} \times 30\text{hari} \times 2500 \frac{\text{Rp}}{\text{Kwh}} \\ \text{Total Income} &= 396.000.000.000 \frac{\text{Rupiah}}{\text{bulan}} \end{aligned}$$

Tabel 4. 5 biaya pengadaan barang

Nama barang	Jumlah	Harga per satuan (Rp)
Heat Exchanger	1	12.000.000.000
Pompa	1	350.000.000
Instrumentasi	-	10.000.000
Potensial lost (2 hari)		12.840.000.000
Total		25.200.000.000

Berdasarkan analisis Potensial Lost dan biaya pengadaan barang, maka didapat break event point pada hari ke dua pemasangan heat exchanger tersebut.

## **BAB V**

### **KESIMPULAN**

1. Berdasarkan hasil simulasi dan perhitungan yang dilakukan didapatkan kesimpulan sebagai berikut :
  1. Cooling load CCCW heat exchanger 1907,37 Kw, H2 Generator Cooler 2771,1 Kw dan Lube Oil Cooler 1378,36 Kw, Beban pendinginan Total OCCW sebesar 6051,8 Kw
  2. Kenaikan kecepatan berpengaruh terhadap kenaikan pressure drop dan kenaikan overall heat transfer coefficient, sedangkan kenaikan baffle spacing berpengaruh terhadap turunnya pressure drop dan turunnya overall heat transfer coefficient.

Tabel 5. 1 Pengaruh kenaikan kecepatan terhadap Heat exchanger

Variasi	1	2	3	4
Velocity (m/s)	0,5	1	1,5	2
luas permukaan panas (m <sup>2</sup> )	851	612	522	475
Hi (w/m <sup>2</sup> K)	2642	4657	6515	8280
Ho (w/m <sup>2</sup> K)	6652	6652	6652	6652
U (w/m <sup>2</sup> K)	1494	2077	2433	2678
pd( shell ) Bar	0,270	0,471	0,571	0,672
pd( tube) Bar	0,009	0,041	0,103	0,207

Tabel 5. 2 Pengaruh kenaikan baffle spacing terhadap Heat exchanger

Variasi	1	2	3	4
Baffle spacing (mm)	800	900	1000	1100
Velocity (m/s)	1	1	1	1

luas permukaan panas (m <sup>2</sup> )	612	626	640	653
ho (w/m <sup>2</sup> K)	6652	6192,3	5808	5481
U (w/m <sup>2</sup> K)	2077	2030	1987,3	1947
pd( shell ) Bar	0,47	0,32	0,26	0,24
pd( tube) Bar	0,04	0,041	0,041	0,04
				2

2. Dari kecepatan dan *baffle spacing* optimal didapatkan geometri heat exchanger dengan Panjang 6,984 meter , diameter shell sebesar 1,6 meter , dengan jumlah tube 1124 dan baffle spacing sebesar 900 mm. dari geometri tersebut didapatkan overall heat ransfer coefficient sebesar 2030 W/m<sup>2</sup>K dan luas perpindahan 626 m<sup>2</sup> dengan nilai pressure drop sisi pipa sebesar 0,041 bar dan pressure drop sisi shell sebesar 0,32 bar
3. Perbandingan hasil desain antara software dengan  $\Delta T_{lmt}$  dengan untuk luasan perpindahan panas memiliki range 1,01 pada variasi 1, pada variasi 2:0,97, pada variasi 3:0,98 , dan pada variasi 4 :0,99 . Perbandingan pressure drop sisi shell didapat range 1 pada variasi 1 , 0,93 pada variasi 2, 1,07 pada variasi 3, 1,083 pada variasi 4. Berdasarkan hasil perbandingan tersebut dapat disimpulkan bahwa software ini cukup akurat untuk menghitung luasan perpindahan panas namun memiliki deviasi dalam menghitung pressure drop sisi shell dan pipa



## DAFTAR PUSTAKA

- 1) **Ambekar, Aniket. 2016.**, *Comparison of Shell and Tube Heat Exchanger using Theoretical Methods, HTRI, ASPEN and SOLIDWORKS simulation softwares*. National Institute of Technology, India.
- 2) **Incropera, F.P. & Dewitt, D.P., 2008.** *Fundamentals of Heat and Mass Transfer 6<sup>th</sup> Edition*. John Wiley & Sons Inc.
- 3) **Kakac, Sadik & Hongtan Lio, 2012.** *Heat Exchangers Selection, Rating, and Thermal Design 3<sup>rd</sup> Edition*. New York: CRC Press Taylor and Francis Group.
- 4) **Kishor,Nayar .,2016.** *Sewater Thermophysical Properties Library*. MIT ,America
- 5) **Moran, M. J. & Shapiro, H. N., 2006.** *Fundamentals of Engineering Thermodynamics 5<sup>th</sup> edition*. West Sussex: John Wiley & Sons, Inc.
- 6) **Mukherjee, Rajiv. 1998.** *Effectively Design Shell-and-Tube Heat Exchangers*. India: Engineers India Ltd.
- 7) **Omayo, Moses. 2016.** Performance of Shell and Tube Heat Exchangers with Varying Tube Layouts. *university of Ibadan*, Nigeria.
- 8) **Tubular Exchanger Manufacturers Association, Inc. 2007.** Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association 6<sup>th</sup> Edition. New York.

## lampiran 1 TEMA STANDARD bare tube diameter and gages

BARE TUBE DIAMETERS AND GAGES			
O.D. In. (mm)	Copper and Copper Alloys	Carbon Steel, Aluminum and Aluminum Alloys	Other Alloys
	B.W.G.	B.W.G.	B.W.G.
1/4 (6.4)	27	-	27
	24	-	24
	22	-	22
3/8 (9.5)	22	-	22
	20	-	20
	18	-	18
1/2 (12.7)	20	-	20
	18	-	18
5/8 (15.9)	20	18	20
	18	16	18
	16	14	16
3/4 (19.1)	20	16	18
	18	14	16
	16	12	14
7/8 (22.2)	18	14	16
	16	12	14
	14	10	12
	12	-	-
1 (25.4)	18	14	16
	16	12	14
	14	-	12
1-1/4 (31.8)	16	14	14
	14	12	12
1-1/2 (38.1)	16	14	14
	14	12	12
2 (50.8)	14	14	14
	12	12	12

## lampiran 2 Titanium standard pipe and schedule

Tube Gauge / Wall Thickness Chart																																
Tube O.D.	Tube Gauge																															
	Wall Thickness (Inches)																															
	00	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24						
	0.180	0.146	0.130	0.104	0.259	0.238	0.220	0.203	0.190	0.185	0.148	0.134	0.120	0.109	0.2095	0.208	0.072	0.045	0.039	0.040	0.042	0.035	0.032	0.038	0.025	0.022						
1/4"															0.219	0.082	0.080	0.084	0.126	0.131	0.134	0.132	0.114	0.103	0.106	0.114	0.109	0.105				
3/8"															0.175	0.145	0.173	0.171	0.135	0.157	0.185	0.201	0.231	0.245	0.229	0.217	0.229	0.235	0.131	0.131	0.235	0.231
1/2"						0.028	0.060	0.094	0.140	0.130	0.264	0.282	0.261	0.282	0.310	0.354	0.363	0.370	0.384	0.402	0.415	0.430	0.436	0.443	0.463	0.455						
5/8"					0.025	0.057	0.107	0.140	0.185	0.219	0.245	0.295	0.357	0.385	0.407	0.435	0.459	0.481	0.495	0.507	0.521	0.541	0.555	0.561	0.581	0.575	0.581					
3/4"			0.070	0.130	0.182	0.232	0.274	0.310	0.344	0.390	0.430	0.474	0.483	0.519	0.552	0.580	0.584	0.604	0.620	0.634	0.652	0.669	0.680	0.686	0.694	0.709	0.705					
7/8"		0.115	0.165	0.215	0.267	0.307	0.349	0.405	0.463	0.515	0.545	0.578	0.607	0.635	0.657	0.685	0.700	0.701	0.745	0.769	0.777	0.791	0.797	0.825	0.811	0.818	0.831					
1"	0.140	0.120	0.140	0.162	0.182	0.204	0.224	0.244	0.264	0.284	0.304	0.324	0.344	0.364	0.384	0.404	0.424	0.444	0.464	0.484	0.504	0.524	0.544	0.564	0.584	0.599						
1 1/8"	0.165	0.145	0.165	0.187	0.207	0.227	0.247	0.267	0.287	0.307	0.327	0.347	0.367	0.387	0.407	0.427	0.447	0.467	0.487	0.507	0.527	0.547	0.567	0.587	0.607	0.622						
1 1/4"	0.190	0.170	0.190	0.212	0.232	0.252	0.272	0.292	0.312	0.332	0.352	0.372	0.392	0.412	0.432	0.452	0.472	0.492	0.512	0.532	0.552	0.572	0.592	0.612	0.632	0.647						
1 1/2"	0.140	0.120	0.140	0.162	0.182	0.202	0.222	0.242	0.262	0.282	0.302	0.322	0.342	0.362	0.382	0.402	0.422	0.442	0.462	0.482	0.502	0.522	0.542	0.562	0.582	0.597						
1 3/4"	0.190	0.170	0.190	0.212	0.232	0.252	0.272	0.292	0.312	0.332	0.352	0.372	0.392	0.412	0.432	0.452	0.472	0.492	0.512	0.532	0.552	0.572	0.592	0.612	0.632	0.647						
2"	0.190	0.170	0.190	0.212	0.232	0.252	0.272	0.292	0.312	0.332	0.352	0.372	0.392	0.412	0.432	0.452	0.472	0.492	0.512	0.532	0.552	0.572	0.592	0.612	0.632	0.647						
2 1/4"	0.190	0.170	0.190	0.212	0.232	0.252	0.272	0.292	0.312	0.332	0.352	0.372	0.392	0.412	0.432	0.452	0.472	0.492	0.512	0.532	0.552	0.572	0.592	0.612	0.632	0.647						
2 1/2"	0.190	0.170	0.190	0.212	0.232	0.252	0.272	0.292	0.312	0.332	0.352	0.372	0.392	0.412	0.432	0.452	0.472	0.492	0.512	0.532	0.552	0.572	0.592	0.612	0.632	0.647						
3"	0.190	0.170	0.190	0.212	0.232	0.252	0.272	0.292	0.312	0.332	0.352	0.372	0.392	0.412	0.432	0.452	0.472	0.492	0.512	0.532	0.552	0.572	0.592	0.612	0.632	0.647						
3 1/4"	0.190	0.170	0.190	0.212	0.232	0.252	0.272	0.292	0.312	0.332	0.352	0.372	0.392	0.412	0.432	0.452	0.472	0.492	0.512	0.532	0.552	0.572	0.592	0.612	0.632	0.647						
3 1/2"	0.190	0.170	0.190	0.212	0.232	0.252	0.272	0.292	0.312	0.332	0.352	0.372	0.392	0.412	0.432	0.452	0.472	0.492	0.512	0.532	0.552	0.572	0.592	0.612	0.632	0.647						
4"	0.190	0.170	0.190	0.212	0.232	0.252	0.272	0.292	0.312	0.332	0.352	0.372	0.392	0.412	0.432	0.452	0.472	0.492	0.512	0.532	0.552	0.572	0.592	0.612	0.632	0.647						
4 1/4"	0.190	0.170	0.190	0.212	0.232	0.252	0.272	0.292	0.312	0.332	0.352	0.372	0.392	0.412	0.432	0.452	0.472	0.492	0.512	0.532	0.552	0.572	0.592	0.612	0.632	0.647						
4 1/2"	0.190	0.170	0.190	0.212	0.232	0.252	0.272	0.292	0.312	0.332	0.352	0.372	0.392	0.412	0.432	0.452	0.472	0.492	0.512	0.532	0.552	0.572	0.592	0.612	0.632	0.647						
4 3/4"	0.190	0.170	0.190	0.212	0.232	0.252	0.272	0.292	0.312	0.332	0.352	0.372	0.392	0.412	0.432	0.452	0.472	0.492	0.512	0.532	0.552	0.572	0.592	0.612	0.632	0.647						
5"	0.190	0.170	0.190	0.212	0.232	0.252	0.272	0.292	0.312	0.332	0.352	0.372	0.392	0.412	0.432	0.452	0.472	0.492	0.512	0.532	0.552	0.572	0.592	0.612	0.632	0.647						
5 1/4"	0.190	0.170	0.190	0.212	0.232	0.252	0.272	0.292	0.312	0.332	0.352	0.372	0.392	0.412	0.432	0.452	0.472	0.492	0.512	0.532	0.552	0.572	0.592	0.612	0.632	0.647						

## lampiran 3 Data properties titanium

Metal	Temperature - t - (°F)	Thermal Conductivity - k - (Btu/(hr °F ft))	Temperature - t - (°C)	Thermal Conductivity - k - (W/m K)
Admiralty Brass	68	64	20	111
Aluminum, pure	68	118	20	204
	200	124	93	215
	400	144	204	249
Aluminum Bronze	68	44	20	76
Antimony	68	10.7	20	19
Beryllium	68	126	20	218
Beryllium Copper	68	38	20	66
Bismuth	68	4.9	20	8.5
Cadmium	68	54	20	93
Carbon Steel, max 0.5% C	68	31	20	54
Carbon Steel, max 1.5% C	68	21	20	36
	752	19	400	33
	2192	17	1,200	29
Cartridge brass (UNS C26000)	68	69.4	20	120
Cast Iron, gray	70	27 - 46	21	47 - 80
Chromium	68	52	20	90
Cobalt	68	40	20	69
Copper, pure	68	223	20	386
	572	213	300	369
	1112	204	600	353
Copper bronze (75% Cu, 25% Sn)	68	15	20	26
Copper brass (70% Cu, 30% Zn)	68	64	20	111
Cupronickel	68	17	20	29
Gold	68	182	20	315
Hastelloy B		6		10
Hastelloy C	70	5	21	8.7
Inconel	70 - 212	8.4	21 - 100	15
Incoloy	32 - 212	6.8	0 - 100	12
Iridium	68	85	20	147
Iron, nodular pearlitic	212	18	100	31
Iron, pure	68	42	20	73
	572	32	300	55
	1832	20	1,000	35
Iron, wrought	68	34	20	59
Lead	68	20	20	35
	572	17.2	300	30
Manganese Bronze	68	61	20	106
Magnesium	68	91.9	20	159
Mercury	68	4.85	20	8.4
Molybdenum	68	81	20	140
Monel	32 - 212	15	0 - 100	26
Nickel	68	52	20	90
Nickel Wrought	32 - 212	35 - 52	0 - 100	61 - 90
Niobium (Columbium)	68	30	20	52
Osmium	68	35	20	61
Phosphor bronze (10% Sn, UNS C52400)	68	28.9	20	50
Platinum	68	42	20	73
Plutonium	68	4.6	20	8.0
Potassium	68	57.8	20	100
Red Brass	68	92	20	159
Rhodium	68	86.7	20	150
Selenium	68	0.3	20	0.52
Silicon	68	48.3	20	84
Silver, pure	68	235	20	407
Sodium	68	77.5	20	134
Stainless Steel	68	7-26	20	12 - 45
Tantalum	68	31	20	54
Thorium	68	24	20	42
Tin	32	36 - 39	0	62 - 68
Titanium	68	11 - 13	20	19 - 23
Tungsten	68	94 - 100	20	163 - 173
Uranium	68	14	20	24

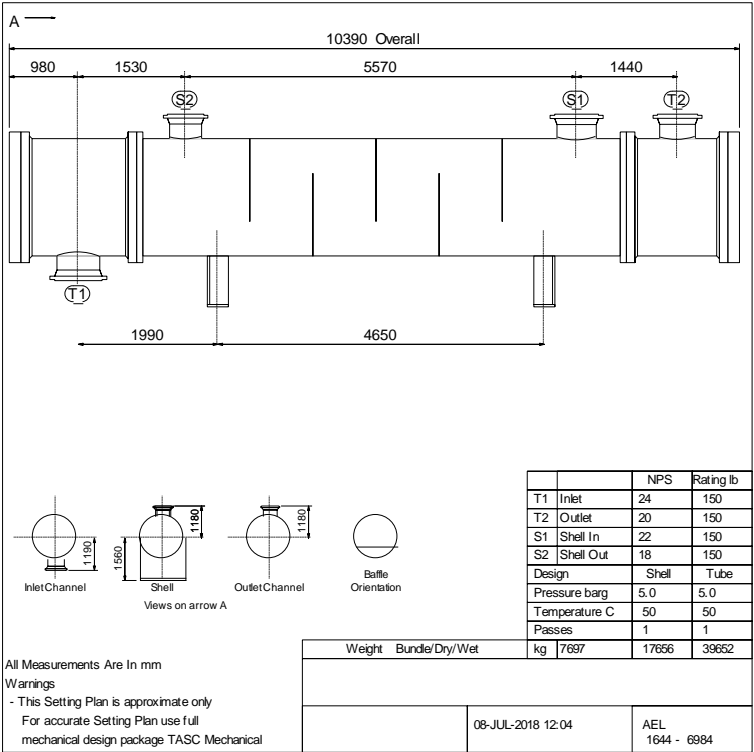
## lampiran 4 Data Properties demineral water

T K	Temperature, Celsius	Pr	$c_p$ , kJ/kg.K	$\sigma$ mN/m	$\rho$ tonne/m <sup>3</sup>	$\eta$ mNS/m <sup>2</sup>	$\lambda$ , W/m.K
273.15	0	12.99	4.217	75.5	0.999839	1.75	0.569
280	6.85	10.26	4.198	74.8	0.999908	1.422	0.582
285	11.85	8.81	4.189	74.3	0.999515	1.225	0.59
295	21.85	6.62	4.181	72.7	0.997804	0.959	0.606
305	31.85	5.02	4.178	70.9	0.995074	0.769	0.62
315	41.85	4.16	4.179	69.2	0.991495	0.631	0.634
325	51.85	3.42	4.182	67.4	0.98719	0.528	0.645
335	61.85	2.88	4.186	65.8	0.982234	0.453	0.656
345	71.85	2.45	4.191	64.1	0.976706	0.389	0.668
355	81.85	2.14	4.199	62.3	0.970638	0.343	0.671
365	91.85	1.91	4.209	60.5	0.96407	0.306	0.677
373.15	100	1.76	4.217	58.9	0.958365	0.279	0.68

## Lampiran 5 TEMA SHEET desain optimal

1	Customer										Job No.	
2	Address										Reference No.	
3	Plant Location										Proposal No.	
4	Service of Unit										Date	
5											Rev.	
6	Size 1644 / 6984 Type AEL Horizontal Connected 1 parallel 1 series										Item No.	
7	Surf./Unit (Gross) 626.4 m² Shells/Unit 1 Surface/Shell (Gross) 626.4 m²											
8	PERFORMANCE OF ONE UNIT											
9	Fluid Allocation						Shell Side			Tube Side		
10	Fluid Name											
11	Fluid Quantity, Total kgh						1069708.0			1575000.0		
12	Vapour											
13	Liquid						1069708.0			1575000.0		
14	Steam						1069708.0			1575000.0		
15	Water						1069708.0			1575000.0		
16	Noncondensable											
17	Temperature (In/Out) °C						41.0			36.1		
18	Density kg / m³						991.8			993.7		
19	Viscosity centipoise						0.64121			0.70451		
20	Molecular Weight, Vapor											
21	Molecular Weight, Noncondensable											
22	Specific Heat kJ/kg K						4.1821			4.1827		
23	Thermal Conductivity W/m K						0.632			0.6249		
24	Latent Heat kJ/kg									4.0288		
25	Inlet Pressure bar(abs)						5.0			5.0		
26	Velocity m/s						1.08			1.0		
27	Pressure Drop, Allow. / Calc. bar						0.05			0.30091		
28	Fouling Resistance (Min.) m²K/W									0.07583		
29	Heat Exchanged 6164.91 kW						MTD 4.76 °C					
30	Transfer Rate, Service 2102.8 Dirty 2040.8 Clean 2040.8 W/m²K											
31	CONSTRUCTION OF ONE SHELL											
32	Shell Side						Tube Side					
33	Des/Test Pres. barg						5.0					
34	Design Temperature °C						50.0					
35	No. Passes per Shell						1					
36	Corrosion Allowance											
37	Connections In mm						539.8					
38	Size / Out mm						438.2					
39	Ratings Int mm						489.0					
40	Tube No. 1124						Pitch 31.75mm					
41	Tube Type plain						Material Titanium (grade 2)					
42	Shell Carbon Steel ID 1644						Shell Cover (integ. x Remov.)					
43	Channel or Bonnet Carbon Steel						Channel Cover					
44	Tubesheet - Stationary Carbon Steel						Tubesheet-Floating					
45	Floating Head Cover						Impingement Protection					
46	Baffles-Cross 5						Type Single Segmental					
47	Baffles-Long						Type					
48	Supports-Tube						U-Bend					
49	Bypass Seal Arrangement						Tube-Tubesheet Joint					
50	Expansion Joint						Type					
51	V/2 - Inlet Nozzle						Bundle Entrance 531.5					
52	Gaskets Shell Side						Bundle Exit 643.3kgm²					
53	Floating Head						Tube Side					
54	Code Requirements						Tema Class C					
55	Weight/Shell 17658						Filled with water 59652					
56							Bundle 7697 kg					

Lampiran 6 Setting plan desain optimal



*“halaman ini sengaja dikosongkan”*



## BIODATA PENULIS



IKKI ADJI DHARMA merupakan nama lengkap dari penulis tugas akhir ini. Penulis yang lahir di Denpasar pada 07 February ini merupakan anak Ke dua dari pasangan Bapak Sugiharto dan Ibu Indah Wahyu P. Penulis memulai pendidikan formal di TK Dharma wanita kemudian melanjutkan ke SDN 1 Sedati Gede. Setelah lulus tahun 2007 penulis melanjutkan ke SMP Negeri 1 Waru dan kemudian melanjutkan ke SMA Muhammadiyah 2 Sidoarjo pada tahun 2010.

Setelah menyelesaikan studi tingkat menengah atas, penulis menempuh pendidikan di Jurusan D3 Teknik Mesin ITS pada Agustus 2013 dan lulus pada Agustus 2016. Setelah lulus dari bangku Diploma 3. Pada September 2016, penulis diberikan kesempatan untuk melanjutkan studi S1 dan diterima di Program Lintas Jalur S1 Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya dengan NRP 2116105042.

Selama menuntut ilmu S1, penulis mengikuti kegiatan perkuliahan layaknya mahasiswa normal lainnya. Karena ketertarikan terhadap Termodinamika dan perpindahan panas, penulis mendedikasikan tugas akhir pada bidang tersebut dengan topik penelitian yang diambil berupa '*Thermal* desain CCCW *heat exchanger* PLTU dengan variasi kecepatan sisi pipa dan *baffle spacing* menggunakan software dan analisi termodinamika - perpindahan panas .